

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TRILLADORA DE QUINUA DE HASTA
350 KG/H PARA EL PROCESO DE POS COSECHA DEL SECTOR
AGRICOLA**

AUTOR:

LLUMIPANTA TORO CESAR PAÚL

TUTOR:

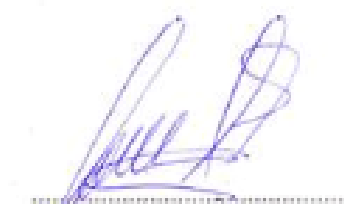
JUIÑA QUILACHAMIN LUIS CHRISTIAN

Quito, octubre del 2016

Cesión de derechos de autor

Yo Llumipanta Toro Cesar Paúl, con documento de identificación N° 1715100218, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y simulación de una trilladora de quinua de hasta 350 kg/h para el proceso de poscosecha del sector agrícola”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor/es me/nos reservó los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

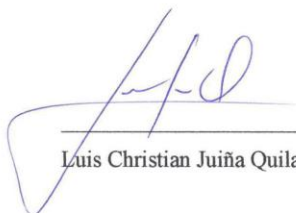


Llumipanta Toro Cesar Paúl
1715100218
Quito, septiembre de 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TRILLADORA DE QUINUA DE HASTA 350 KG/H PARA EL PROCESO DE POSCOSECHA DEL SECTOR AGRICOLA”, realizado por Cesar Paúl Llumipanta Toro, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Octubre de 2016



Luis Christian Juíña Quilachamin

CI: 1713704508

Agradecimiento

Agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana por permitirme formar profesionalmente, de igual manera agradezco a cada uno de los docentes por impartir sus conocimientos y transmitir sus valores.

Dedicatoria

Dedico este proyecto a mi mamita Rosalba Toro por su amor y apoyo incondicional por no dejarme rendir por ser mi soporte, a mis sobrinos y hermanas Isabel, Marlene y Sarita su voz de aliento fue importante.

Gracias Dios por cumplir tus promesas, lo hicimos ;

Resumen

El propósito de este proyecto es diseñar y simular una trilladora de quinua, para el proceso de pos cosecha del sector agrícola. Al principio se realiza el estudio del estado de trilladoras de quinua que permite conocer este tipo de equipos hasta el momento fabricadas, mediante un análisis de sus características y elementos de trillado.

Se plantea alternativas de diseño donde se determina como la mejor opción la trilladora de quinua tipo tubular compuesta por un cilindro trillador y un cóncavo que separa el grano de la planta. Un sistema de limpieza mediante una zaranda con movimiento longitudinal, se realiza el cálculo correspondiente de cada uno de los elementos de la trilladora de quinua y en efecto la elección de los elementos estandarizados.

Mediante la simulación en Autodesk Inventor se realiza un análisis de esfuerzos estáticos y dinámicos. Se utiliza el método de elementos finitos para los elementos simulados donde se obtiene esfuerzos de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad. Se realiza una comparación con datos calculados teóricamente y los simulados.

El estudio del costo beneficio realizado para la implementación futura de la trilladora de quinua es de gran importancia, donde se obtuvo que el proyecto planteado es viable dando resultados favorables para su implementación.

Palabras clave: trilladora, quinua, zaranda, cóncavo, tubular, simulación, elementos finitos.

Abstract

The purpose of this project is to design and simulate a quinoa thresher, for the process of post-harvest agricultural sector. At first the study of the state of thresher quinoa that allows to know this type of equipment manufactured. By analysis of its characteristics and elements of trite.

It is proposed design alternatives, which it is determined as the best option thresher quinoa tubular type comprising a threshing cylinder and concave grain separation plant, a cleaning system through a sieve with longitudinal movement, the corresponding calculation of each thresher elements quinoa in effect the choice of standardized elements is performed.

Through simulation in Autodesk Inventor static and dynamic analysis is performed and dynamically stress. The finite element method was used to simulate elements where Von Misses is obtained. Displacement and safety factor information it is performed a comparison with theoretically calculated and simulated data.

The cost benefit study carried out for the future implementation of the thresher Quinoa is of great importance by letting know whether the proposed project is viable for implementation giving favorable results.

Key words: thresher, quinoa, sieve, concave, tubular, simulation, finite elements.

Índice general

Introducción.....	1
Objetivo general	3
Objetivos específicos	3
Metodología	3
CAPÍTULO 1	5
1.1 Antecedentes de la investigación.	5
1.2 Marco conceptual	12
1.2.1 Trillado.....	12
1.2.2 Mecanismo de trillado.....	12
1.2.3 Cilindro de barras trilladas	12
1.2.4 Cilindro de dientes rígidos	13
1.2.5 Cilindro de barras angulares y cóncavo	13
1.2.6 Mecanismo de limpieza.....	14
1.3 Conclusiones del capítulo	16
CAPÍTULO 2	17
2.1 Selección de alternativas	17
2.2 Parámetros de selección	17
2.2.1 Funcionamiento.....	17
2.2.2 Costo	17
2.2.3 Disponibilidad de materiales.....	18
2.2.4 Movilidad y peso.....	18
2.2.5 Mantenimiento	18
2.3 Alternativa A.....	18
2.3.1 Trilladora de quinua tubular.....	18

2.4	Alternativa B	19
2.4.1	Trilladora mixta.....	19
2.5	Valor de los parámetros	21
2.6	Cálculo de la fuerza de corte del cilindro trillador.....	22
2.7	Diseño de la trilladora de quinua	22
2.8	Cálculo del peso del cilindro trillador.....	24
2.8.1	Cálculo de la masa del cilindro trillado.....	25
2.8.2	Cálculo de la masa de las barras de corte.....	26
2.8.3	Cálculo de la masa de la tapa del cilindro.....	27
2.9	Cálculo de la carga distribuida en el cilindro trillador en función del peso	28
2.9.1	Diagrama del cuerpo libre del cilindro trillador.....	28
2.10	Cálculo del esfuerzo de corte del cilindro trillador.....	29
2.11	Diagrama del comportamiento de las curvas de corte y momento flector.	30
2.12	Diseño del cilindro trillador	31
2.12.1	Diseño estático	33
2.12.2	Factor de seguridad estático	35
2.12.3	Diseño dinámico.....	35
2.12.3.1	Factor de seguridad dinámico	38
2.13	Diseño del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador	38
2.13.1	Diseño estático	38
2.13.1.1	Factor de seguridad estático	40
2.13.2	Diseño dinámico.....	40
2.13.2.1	Factor de seguridad dinámico	42
2.14	Cálculo de la durabilidad del eje de transmisión	42

2.15	Soldadura en las tapas del cilindro trillador	44
2.15.1	Cálculo del factor de seguridad por falla estática en la junta soldada	45
2.16	Diseño del cóncavo	48
2.17	Cálculo de la potencia del sistema trillador para la selección del motor ...	49
2.18	Diseño del mecanismo excéntrico de la zaranda.....	51
2.19	Selección de bandas y poleas del sistema de la trilladora de quinua	52
2.20	Selección de bandas	52
2.20.1	Relación de transmisión motor – trilla.....	52
2.20.2	Selección de la polea.....	53
2.20.3	Cálculo del número de bandas	54
2.21	Relación de transmisión trilla – zaranda	55
2.21.1	Selección de la polea (cilindro trillador – excéntrico)	56
2.21.2	Cálculo del número de bandas	56
2.22	Diseño de la unión de la barra de corte con el cilindro trillador con pernos	57
2.23	Selección de rodamientos.....	61
2.24	Selección de chaveta	61
2.25	Conclusiones del capítulo	61
CAPÍTULO 3	62
3.1	Simulación estática.....	62
3.1.1	Análisis del eje del sistema de transmisión.....	62
3.1.2	Análisis de la estructura de la trilladora de quinua	65
3.1.2.1	Cargas muertas	65
3.1.2.2	Cargas vivas	65
3.2	Resultado de la simulación estática.....	65

3.3	Simulación dinámica	67
3.3.1	Descripción de la simulación de la trilladora de quinua	67
3.4	Análisis de resultados	68
3.5	Análisis mediante el método de elementos finitos	70
3.6	Conclusiones del capítulo	72
CAPÍTULO 4	73
4.1	Costos Directos	73
4.1.1	Materiales	73
4.1.2	Costo de mano de obra	74
4.1.3	Material indirecto	75
4.2	Costos de diseño y gastos varios	75
4.3	Análisis de Costos	76
4.3.1	Costo total	76
4.3.2	Costo comparativo	76
4.3.3	Costos anuales de operación y mantenimiento	77
4.4	Cálculo de la tasa mínima atractiva de retorno (TMAR)	77
4.5	Cálculo del VAN y TIR.	78
4.5.1	Cálculo del valor actual neto (VAN)	78
4.5.2	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)	80
4.6	Cálculo del periodo recuperación de la inversión (PRI)	81
4.6.1	Cálculo del PRI de la trilladora propuesta	81
4.6.2	Cálculo del PRI de la trilladora importada	81
4.7	Conclusiones del capítulo	82
	Conclusiones y recomendaciones	82
	Conclusiones	83

Recomendaciones.....	84
Anexos.....	85

Índice de tablas

Tabla 2.1 Valores de ponderación.....	21
Tabla 2.2 Valores de parámetros.....	21
Tabla 2.3 Dimensiones del cilindro trillador según las velocidades del sistema de trillado.	23
Tabla 4.1 Materiales.....	73
Tabla 4.2 Costo mano de obra.	74
Tabla 4.3 Material indirecto.....	75
Tabla 4.4 Costo total.	76
Tabla 4.5 Costos comparativos	77
Tabla 4.6 Costos de operación y mantenimiento	77
Tabla 4.7 Análisis de producción (trilladora fabricada) :	78
Tabla 4.8 Análisis de producción (trilladora importada):	82

Índice de figuras

Figura 1.1 Trilladora tubular	7
Figura 1.2 Trilladora vencedora modificada	8
Figura 1.3 Cilindro y cóncavo	13
Figura 1.4 Cilindro desgranador y cóncavo de barras.....	14
Figura 1.5 Unidad de limpieza	15
Figura 2.1 Trilladora tubular	19
Figura 2.2 Esquema de trilladora mixta	20
Figura 2.3 Partes del cilindro	24
Figura 2.4 Cilindro hueco.	25
Figura 2.5 Cuchilla del cilindro.	26
Figura 2.6 Tapa del cilindro.	27
Figura 2.7 Diagrama del cuerpo libre.	29
Figura 2.8 Diagrama de corte y momentos xy.	30
Figura 2.9 Diagrama de corte y momentos xz.	31
Figura 2.10 Cilindro trillador.	32
Figura 2.11 Soldadura en tapa y cilindro.	44
Figura 2.12 Diseño de la union de la barra de corte y el cilindro trillador.	49
Figura 2.13 Relación de transmisión.....	51
Figura 2.14 Esfuerzo deformación Von Misses en el eje.....	576
Figura 3.1 Deformacion en el eje.....	63
Figura 3.2 Factor de seguridad en el eje.	64
Figura 3.3 Desplazamiento debido a esfuerzos en la estructura.	64
Figura 3.4 Factor de seguridad en la estructura	66

Figura 3.5 Ensamblaje de la trilladora.	66
Figura 3.6 Gráfica de fuerza vs tiempo.	68
Figura 3.7 Gráfica de velocidad vs tiempo.	69
Figura 3.8 Gráfica de velocidad vs tiempo.	70
Figura 3.9 Esfuerzo de Von Misses mediante analisis FEA.	70
Figura 3.10 Factor de seguridad dinámico del eje.	71

Índice de anexos

Anexo 1. Propiedades de los sólidos.....	89
Anexo 2. Propiedades de las secciones.....1....	90
Anexo 3.Carga simple completamente reversible.....	91
Anexo 3.1.Parametros de condición superficial.....	91
Anexo 4. Factores de confiabilidad.....	92
Anexo 5. Resistencia a la tensión y a la fluencia ASTM.....	93
Anexo 6. Fracción de resistencia a la fatiga “F”.....	94
Anexo 7. Propiedades mecánicas de los electrodos.....	95
Anexo 8. Catálogo de zarandas.....	96
Anexo 9. Especiación de bandas.....	97
Anexo 9.1. Diámetro de poleas estandarizadas.....	97
Anexo 10. Factor de corrección de ángulo.....	98
Anexo 10.1. Factor de corrección por longitud.....	98
Anexo 11. Potencia agregada.....	99
Anexo 11.1. Potencia nominal por banda.....	99
Anexo 12. Catálogo por bandas.....	100
Anexo 13. Distribución de la carga Fi	101
Anexo 13.1. Resistencia a la fatiga completamente corregida de pernos y tornillos.....	101
Anexo 14. Especificaciones SAE para pernos de acero.....	102
Anexo 15. Catálogo de rodamientos... ..	103
Anexo 16. Catálogo de soportes para rodamientos.....	104
Anexo 17. Catálogo de chavetas y chaveteros norma DIN 6886 6887.....	105

Anexo 18. Peso de la estructura de la trilladora.....	106
---	-----

Introducción

El sector agrícola muestra una alta demanda en recursos de tecnología mecanizadas, para el trillado, los procesos de cosecha y poscosecha de manera artesanal no presentan los resultados de producción adecuados ya que no cumplen con los requerimientos tecnológicos en los procesos y tienen una baja eficiencia.

Actualmente, varios sectores de la agricultura no cuentan con la herramienta adecuada para los procesos de siembra, cosecha y poscosecha de quinua. Debido a que en el país no existen fabricantes que se dediquen al diseño y construcción de máquinas agrícolas, esto se ve reflejado en los procesos de producción ocasionando pérdidas económicas y dejando fuera de competencia al mercado nacional. Ante la falta de maquinaria de fabricación nacional los pequeños y medianos productores de quinua buscan máquinas trilladoras importadas con tecnología de punta que cumplan con todos los procedimientos agroindustriales.

Los altos costos para adquirir maquinaria importada son factores que no permiten al agricultor de quinua mejorar los procesos de producción, afectando significativamente a la hora de cumplir con la demanda del mercado nacional e internacional.

El alto costo que demanda adquirir una trilladora importada y la ausencia de fabricantes nacionales, que presenten soluciones de diseño y construcción que pueda estar al alcance de los pequeños productores se busca ofrecer una alternativa de máquina trilladora que ofrezca facilidades para la compra del mismo.

Esta investigación tiene como fin encontrar una alternativa de diseño y posible construcción de una trilladora que vaya de la mano con el avance tecnológico, que se adapte a las necesidades que demanda la producción de quinua, que esté al alcance económico de los pequeños y medianos productores y que cumpla tecnológicamente con el proceso de trillado de manera eficaz.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar y simular una trilladora de quinua con capacidad de hasta 350 kg/h para el proceso de poscosecha del sector agrícola.

Objetivos específicos

- Diseñar una trilladora de quinua con una capacidad de hasta 350 kg/ h.
- Simular mediante Autodesk Inventor el funcionamiento de la trilladora.
- Realizar un análisis del costo - beneficio de diseño de la trilladora de quinua en comparación con una trilladora importada.

Metodología

El presente estudio se realizará como una investigación proyectiva. Investigación proyectiva según Hurtado (2000) “consiste en la elaboración de una propuesta o de un modelo como solución a un problema o necesidad del tipo práctico, ya sea de un grupo social, o de una institución. En un área particular del conocimiento, a partir de un diagnóstico preciso de las necesidades del momento, los procesos explicativos o generadores involucrados y las tendencias futuras”. (p.325)

La propuesta de un diseño de trilladora de hasta 350 kg/h que se adapte a las necesidades del sector agrícola, productor de quinua que permitirá la creación de una trilladora con un enfoque descriptivo – evaluativo. Descriptivo, permitirá señalar y conocer el funcionamiento de cada uno de los componentes de la trilladora y evaluativo dado que uno de sus objetivos consiste en analizar el costo – beneficio del

diseño con una trilladora de quinua importada para que a su vez se pueda realizar la construcción correspondiente en el país.

Capítulo 1

Estado del arte y marco conceptual del proceso de poscosecha de la quinua

El objetivo principal de este capítulo es determinar los conceptos teóricos técnicos y científicos de las etapas de cosecha y poscosecha de la quinua, además proporciona un análisis de las investigaciones anteriores, que permita resumir los conocimientos en estos ámbitos, como introducción al diseño que aporte a los objetivos planteados en este trabajo de investigación.

1.1 Antecedentes de la investigación

Para la cosecha la planta debe haber alcanzado la madures fisiológica es decir que los granos deben presentar resistencia a la presión con las uñas, que las plantas presenten un color amarillo pálido y deformación, (Nieto, 1992).

En el proceso de poscosecha la quinua pasa por diferentes etapas: emparvado, trilla, secado de grano, limpieza y clasificación, almacenamiento. (Nieto, 1992)

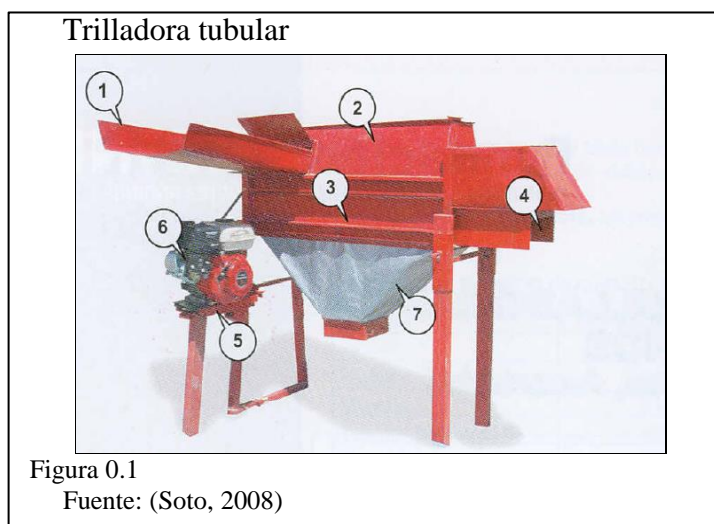
Alvarado Chavez (2004) define a la trilla o desgrane en la accion de separar o desprender los granos de las espigas o vainas de las plantas. La trilla mediante cosechadoras combinadas se realiza mediante un cilindro y un cóncavo, la fricción se produce debido al espacio entre el cilindro y el cóncavo, si el espacio entre ellos es reducido, la fricción es mayor y viceversa, sin embargo, no todos los granos son resistentes a grandes impactos y no todos los granos son tolerantes a la fricción para esto se debe calibrar la velocidad

del cilindro trillador y el espacio entre el cilindro y el cóncavo, de acuerdo con el tipo de semilla.

Smith, Sims, O' Neil (1994) determina que las trilladoras pueden ser operadas manualmente o por motores de combustion interna o eléctricos. Las trilladoras estan diseñadas para separar los granos del material cosechado, las máquinas comprenden dispositivos de alimentacion del cultivo, cilindros y discos para trillar y componentes para separar la paja, mazorcas y hojarasca de los granos. El mecanismo de las trilladoras puede ser de tipo sujetador donde las espigas del cultivo cortado son alimentadas al cilindro trillador mientras que las cañas de paja son sujetadas manual o mecanicamente.

Meyhuay (2013) enuncia que antes de iniciar el proceso de trillado, es importante tener en cuenta la humedad del grano, que no debe ser ni muy seco ni muy húmedo (12-15 %). Consiste en separar el grano de la planta. Se puede realizar de diversas maneras: manualmente, empleando palos o haitanas, animales de carga, pisando con la ruedas de un tractor o por medio de trillas estacionarias, las que funcionan con la toma de fuerza de un tractor o con motor propio, para este caso es importante la regulacion del cilindro de la máquina. Mediante este proceso, se desprenden los perigonios de las semillas y la paja, obteniendose una mezcla de broza y semillas. Las pérdidas ocasionadas en el trillado son alrededor de 5 a 8 %.Soto (2008) afirma que, la pérdida de granos de quinua, cañahua y amaranto se ocasiona en las labores de poscosecha, debido a las características del grano y a la fragilidad de las panojas cuando alcanza la madurez fisiológica, para esto plantea el diseño y la construcción de dos prototipos de trilladoras para granos disminuyendo los rendimientos, trilladora

tubular y la vencedora modificada con el fin de buscar alternativas tecnológicas para agricultores de escasos recursos y que permita obtener un producto comercial que responda a las exigencias de la demanda.



En la figura 1.1 se presenta las partes de una trilladora tubular, (1) plataforma de alimentación, (2) cuerpo de trilla, (3) zaranda de salida de granos, (4) salida de la broza, (5) base de motor, (6) motor de 3.2 kW, (7) colector de grano trillado. La trilladora tubular es fácil de transportar, para su operación requiere únicamente de dos personas, se caracteriza por tener una menor pérdida de grano, separa el grano de la broza, no es necesario realizar el tamizado, el rendimiento de grano trillado es superior comparado con la trilla tradicional, el costo de la trilladora es bajo comparado con trilladoras similares, su rendimiento es de 95 kg/h y depende de la humedad de la planta en el momento de la trilla, la zaranda de salida del grano permite obtener un grano casi limpio evitando la labor de tamizar como es el caso de otras trilladoras. (Soto, 2008).

Trilladora vencedora modificada

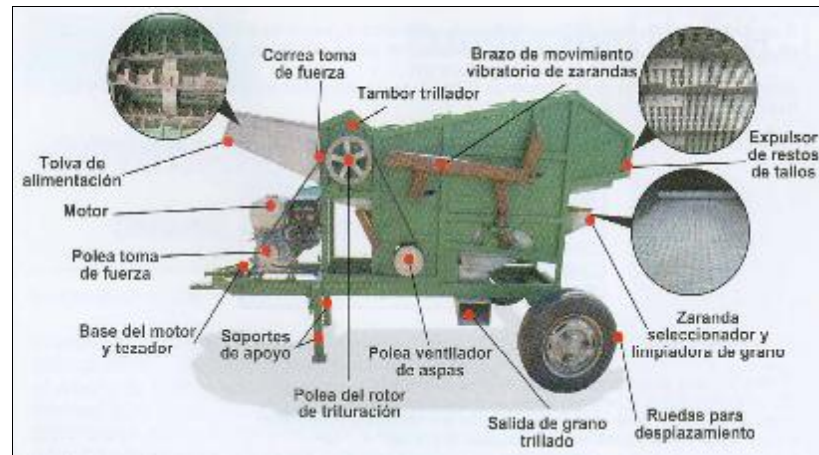


Figura 0.2

Fuente: (Soto, 2008)

En la figura 1.2 se observa una trilladora, de tipo estacionario con motor a gasolina de 9.68 kW, posee un rotor de trituración con dientes de martillo, para su operación se requiere de tres personas, una persona para alimentar la bandeja de entrada con las panojas a trillar, dos personas para alcanzar el material a trillar y recoger el material trillado en sacos. El rendimiento de trillado depende de varios factores, humedad del grano (14 a 16 %), la variedad de grano, el rendimiento de trabajo promedio es de 210 kg/h bajo condiciones normales, (Soto, 2008).

Las trilladoras de granos constan de varios elementos para distintos tipos de procesos realizando trabajos simultáneamente. Se inicia en la entrega del producto cosechado que contiene las semillas (panículas, plantas con vainas). El trillado consiste en el desprendimiento por sacudimiento o golpeteo, para lograr separar los granos, en el proceso de limpieza un ventilador separa las impurezas, las cuales son impulsadas y

lanzadas al suelo. La trilladora está compuesta por una estructura metálica que soporta los demás elementos, un mecanismo de accionamiento mediante un conjunto de piezas que suministran la energía para el movimiento. Las trilladoras pueden contar con un motor propio de combustión interna, eléctrica o accionada mediante un cardán acoplado a la toma de fuerza del tractor. El sistema de transmisión se conecta por un conjunto de poleas sencillas con correas trapezoidales, árboles que giran en rodamientos sellados y mecanismos articulados. Una polea acciona el tambor de trilla y otra mueve la zaranda y el ventilador, una bandeja de alimentación en la que se coloca la masa vegetal que se va a trillar y finalmente el sistema de trilla que está compuesto por un tambor con peines en forma de dedos metálicos en la superficie dispuesta en forma helicoidal para el traslado del grano, al girar el tambor éste hace pasar las espigas a una pequeña distancia entre el tambor y el cóncavo formada por varillas de acero, donde los granos se separan de la panícula y pasan a través de la luz entre varillas para enviarla a la zaranda, el tambor es accionado a través de una polea y una correa trapezoidal, el cóncavo posee un ángulo envolvente de más de 180° cubriendo gran parte de la zaranda (Ríos, 2006).

Nieto (1990) nuncia mediante un informe un proyecto acerca de la “Investigación en posproducción de quinua en Ecuador” en la que se estudia el diseño, construcción y evaluación de un prototipo de trilladora de quinua que esté al alcance del pequeño y mediano agricultor, el prototipo está compuesto de cuatro etapas: diseño, construcción, evaluación y reajuste. Previo al diseño se realizó un análisis de los distintos tipos de máquinas utilizadas para trillado de cebada, arroz, quinua y otros granos. Se realizó pruebas en máquinas de trillado de cereales pequeños dando

resultados positivos con el grano de quinua esto fue importante para el respectivo análisis del mecanismo y principios de funcionamiento de las distintas máquinas. Luego del análisis experimental se tomó como referencia cuatro tipos de máquinas trilladoras estacionarias y una cosechadora combinada que tiene como mecanismo un sistema de barras junto con el sistema de flujo de las trilladoras estacionarias.

El diseño consta de tres fases trillado, limpieza y separación, el principio de funcionamiento de la unidad de trillado consiste en la separación de los granos de la panoja mediante fricción o golpeteo para esto se empleó un cilindro y cóncavo trillador, en la etapa de limpieza se utilizó una bandeja de malla inclinada vibratoria y un ventilador que trabajan en conjunto para separar el grano de trozos de panoja no trillada, la etapa de separación su función principal es la de separar los restos de panoja al exterior de la máquina y a la vez recuperar granos.

El prototipo tiene una gran cantidad de impurezas, presencia de granos no trillados en las panojas para evitar este inconveniente se debe reajustar la luz entre el cilindro y cóncavo para variar la abertura con el fin de que el tiempo de la panoja en la etapa de trillado aumente para lograr una mayor cantidad de granos extraídos. Tiene una malla más fina acoplada a una bandeja de retorno por debajo de la malla inicial para evitar pérdidas del grano.

Bárrales, Brito, Eduardo (2000) enuncia el funcionamiento de una trilla mixta con máquinas estacionarias en la que se han realizado varias adecuaciones a cosechadoras mecánicas diseñadas para procesos de cosecha para maíz y frijol que

se adapte a los procesos en el amaranto para esto fue importante una adaptación que permita el trillado del grano.

Esta trilladora tiene la facilidad de ser transportada, las impurezas se eliminan con viento y con cribas sometidas a vibración o con movimientos continuos hacia atrás y adelante en el plano longitudinal de la máquina.

La trilladora lleva una criba con hoyos circulares de 0.005 m de diámetro por donde caen piedras, polvo y trozos de grano quebrado. La semilla de amaranto tiene un peso de 0.1 mg lo que se busca por medios mecánicos mantener la semilla dentro de la máquina ya que cualquier tipo de corriente de viento puede arrastrar la semilla para esto es necesario cerrar toda entrada de viento. Para adecuar una trilladora de amaranto de forma estacionaria se necesitan cambiar las dos cribas que están colocadas en la parte intermedia de la máquina, la superior debe sustituirse por una criba con malla de 0,05 m por lado en el cuadro del enmallado y la inferior con malla de 0.001 m por lado para esto se utiliza malla mosquiteras metálicas. La parte de la máquina donde se tritura la planta ubicada en la parte de alimentación se cierra para separar la semilla de la inflorescencia todos los restos de plantas trituradas pasan por la primera criba para eliminarse por vibración a los trozos de tamaño superior a 0,05 m la basura se va eliminando por la parte posterior de la máquina mientras que la semilla y trozos menores a 0,05 m de diámetro pasan a la segunda malla.

En esta malla también se elimina toda la basura que no logro pasar a través de ella. Este sistema se lo conoce como mixto ya que se requiere primero segar las plantas, dejarlas secar en el campo y después realizar el trillado en la máquina.

1.2 Marco conceptual

1.2.1 Trillado

Nieto (1992) menciona que, la labor de la trilla consiste en el conjunto de operaciones encaminadas a obtener granos limpios, libres de paja, hojas cubiertas de grano, tallos y otras partes de la planta, empleando para tal efecto métodos tales como: fricción, golpeteo o apisonado, siempre y cuando las espigas, vainas o panojas de los cultivos hayan alcanzado por lo menos su madurez fisiológica.

1.2.2 Mecanismo de trillado

Su principal trabajo consiste en separar los granos de las espigas y panojas por acción de fricción, frotamiento y choque producidos por la velocidad de rotación de un cilindro trillador, contra una parrilla curva llamada cóncavo, cuyas formas y medidas pueden variar (Gil Gonzalez, 1995).

1.2.3 Cilindro de barras trilladas

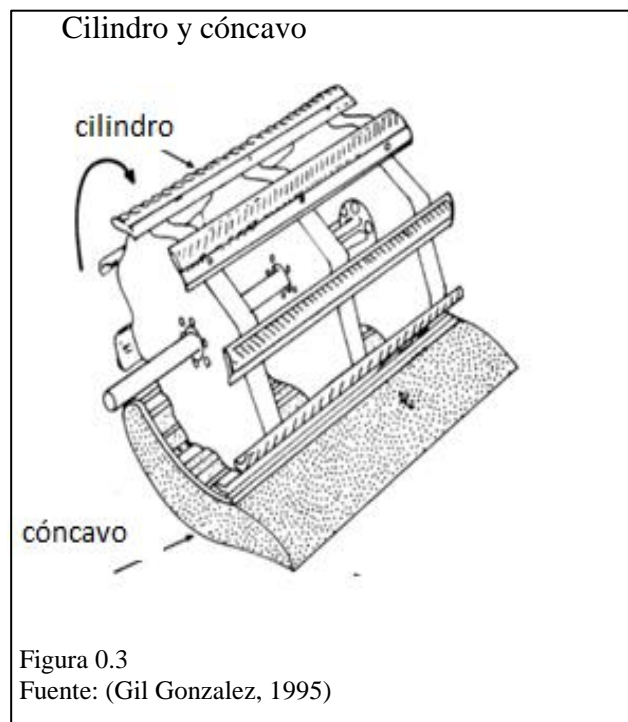
El cilindro está constituido por varios discos montados sobre un eje transversal, a su vez va acoplado en cojinetes de esfera tal como se muestra en la figura 1.3. De seis u ocho barras corrugadas con estrías oblicuas, la característica más importante de un cilindro trillador es su velocidad periférica, diámetro y longitud.

El cóncavo o parrilla metálica curva se encuentra colocada bajo y ligeramente hacia atrás del cilindro trillador, el cóncavo consiste en una serie de barras paralelas de

acero, mantenidas juntas por varillas curvas de acero dispuestas una al lado de la otra en semicírculo (Gil Gonzalez, 1995).

1.2.4 Cilindro de dientes rígidos

En este sistema de trillado el cilindro lleva sujeto un número de dientes de acero o barras metálicas montados en la circunferencia exterior de una serie de discos, el cóncavo tiene dientes sujetos a barras sometidos en su lugar por barras curvas laterales. Los dientes trituran y rasgan el material en lugar de friccionarlos, es una técnica más agresiva utilizada en trillados de arroz. (Gil Gonzalez, 1995).

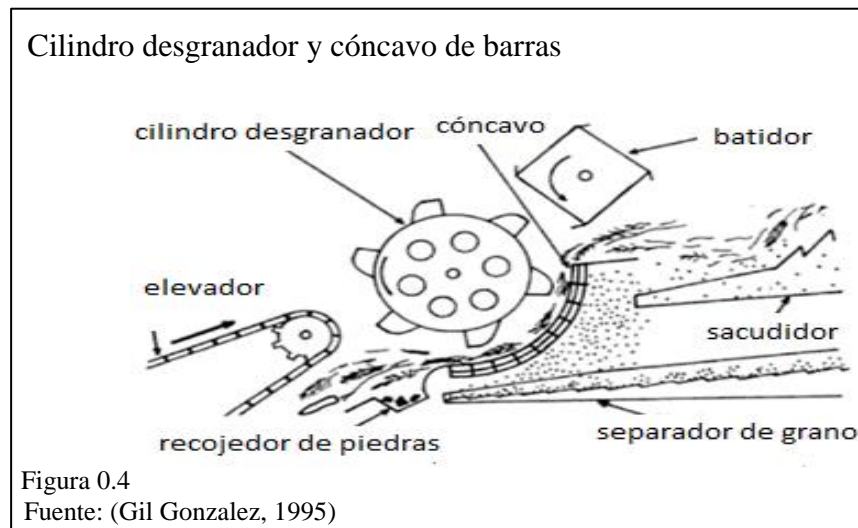


1.2.5 Cilindro de barras angulares y cóncavo

Consiste en barras de hierro en ángulos montadas helicoidalmente sujetas a los discos, las barras con el cóncavo tiene un revestimiento en caucho, bajo este diseño el grano es sacudido en vez de fraccionarlo y la acción es más suave, muy utilizado en semillas pequeñas.

En la figura 1.4 se puede observar el sistema de trillado, posee un batidor que se utiliza para evitar la contra alimentación del cilindro, lo cual ocurre cuando el material es elevado alrededor de la circunferencia del cilindro.

En algunas trilladoras, el despojador se ubica cerca de la parte superior del cilindro, el batidor o deflector giratorio está situado directamente detrás y arriba del cilindro trillador. Su función es reducir el paso del material proveniente del cilindro cóncavo y desviar este material hacia abajo, los batidores pueden ser de aletas, de tambor con aletas removibles, de tambor con dientes o de tambor con aletas no removibles. (Gil Gonzalez, 1995).



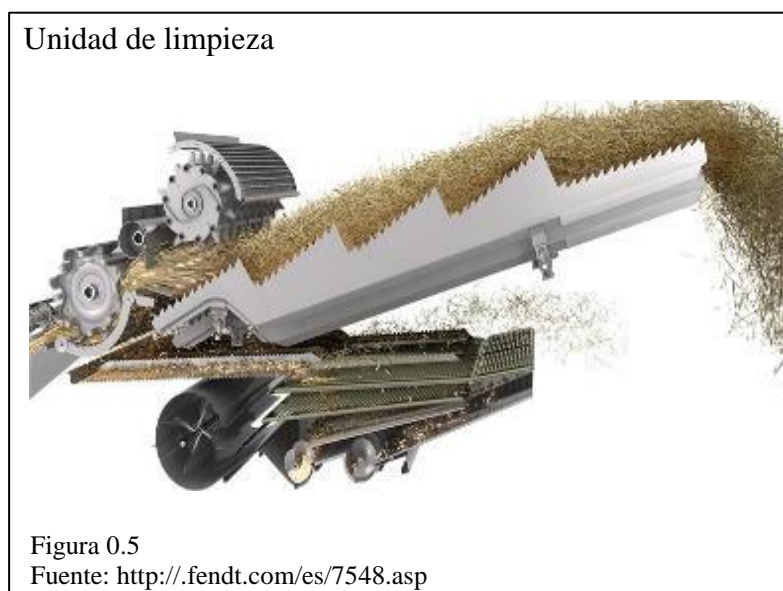
1.2.6 Mecanismo de limpieza

Murillo Garcia (1987), menciona que, la unidad de limpieza se encarga de dejar el grano totalmente libre de material ajeno. Esta unidad consta de una o dos zarandas con perforaciones de tamaño apropiado según el tipo de grano y también de un ventilador. El grano sucio proveniente de la unidad trilladora y del sacudidor cae sobre la zaranda,

que es atravesada por una corriente de aire que emana del ventilador, expulsa la basura fuera de la máquina y que el grano pase a través de la zaranda quedando perfectamente limpio.

La limpieza y clasificación del grano permite la eliminación de impurezas, mejorar la calidad y presentación para esto se ha identificado tres métodos de clasificación de granos después de la cosecha, limpieza y clasificado tradicional, limpieza y clasificado mejorado y limpieza y clasificado industrial.

En INIAP Ecuador, se realizaron varias pruebas para la clasificación de granos, en la que se encontró el método más efectivo de clasificación compuesta por un cajón de zarandas o Mini clipper en la que la clasificación de granos se realiza por medio de tamices y ventilación final, el prototipo “ Clipper super, modelox29D” consta de cuatro cribas, dos limpiadoras y dos clasificadoras además de un ventilador como se muestra en la figura 5.



- ✓ Primera criba (limpiadora), 4 mm
- ✓ Segunda criba (clasificadora), 2.2 mm
- ✓ Tercera criba (clasificadora), 1.8 mm
- ✓ Cuarta criba (clasificadora), 1.2 mm

La primera criba separa impurezas de volumen y tamaño grandes, la segunda criba separa semillas de quinua con perigóneos adheridos y semillas grandes de maleza, mientras que la tercera criba separa semillas pequeñas de maleza, granos partidos o inmaduros, la cuarta criba es propiamente la clasificadora y que separa el grano de primera calidad, granos de 0.0018 m de diámetro. (Nieto - Valdivia, 2001).

1.3 Conclusiones del capítulo

- ✓ Se concluye que la calidad de grano trillado depende del tipo de cilindro y herramienta de desgranado siendo el cilindro con barras el que garantiza un mejor trillado.
- ✓ La trilladora puede ser utilizada para distintos tipos de granos si se cambia la luz que existe entre el cóncavo y el cilindro trillador dependiendo del tipo de grano a trillar.
- ✓ El sistema de limpieza de grano puede ser mediante ventilador centrífugo o zaranda o en algunos sistemas de trillado se utilizan los dos.

Capítulo 2

Diseño y cálculo de la trilladora de quinua

El objetivo de este capítulo es diseñar una trilladora de quinua que realice el trillado de hasta 350 kg/h, se realizará el cálculo y selección de cada uno de los elementos normalizados.

1.4 Selección de alternativas

Para la selección de alternativas de diseño se considera los requerimientos del productor de quinua, además que garantice un trillado adecuado. Cada una de las alternativas serán evaluadas y se utilizará un criterio de ponderación relativa entre ellas.

1.5 Parámetros de selección

1.5.1 Funcionamiento

Analiza la selección más adecuada de fácil funcionabilidad que permita operar de manera rápida y oportuna, de la funcionalidad dependerá la cantidad de operadores que requiera la trilladora.

1.5.2 Costo

La trilladora debe estar al alcance de los productores de quinua de fácil adquisición de elementos estandarizados y materiales, que encuentre una conveniencia entre calidad y economía.

1.5.3 Disponibilidad de materiales

Los materiales deben ser de fácil adquisición y de compra de manera eficaz en el mercado nacional.

1.5.4 Movilidad y peso

Se considera factores de movilidad, peso, tamaño y el fácil traslado que evite sobre esfuerzos en los operadores.

1.5.5 Mantenimiento

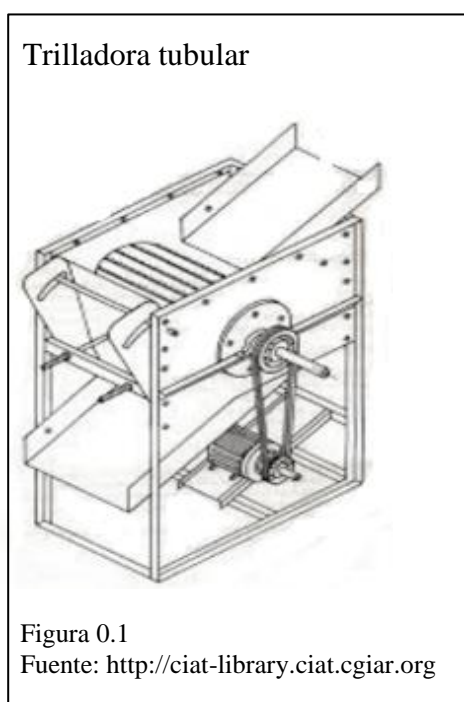
Se analiza la facilidad de mantenimiento al operador resolver problemas en el equipo de manera oportuna.

1.6 Alternativa A

1.6.1 Trilladora de quinua tubular

En la figura 2.1 se observa la trilladora tubular, que consta de un cilindro, el mismo que está conformado por barras y cóncavo en forma de rejilla, contiene una tolva de entrada de grano y una tolva de salida, el principio de funcionamiento se da mediante la rotación del cilindro accionado por un sistema de transmisión banda – polea, la planta de quinua ingresa al área de trillado, que separe el grano de la planta, se considera que las barras del cilindro son del tipo oblicuas las que friccionan la planta cumpliendo con la separación del grano, la ventaja de este sistema se caracteriza por absorber menos potencia, conseguir un mayor número de granos tamizados, (Gil Gonzalez, 1995).

Este tipo es llamado europeo sus características generales son de un diámetro comprendido entre 0.3 y 0.6 m, longitud entre 0.80 y 1.8 m y una velocidad regulable de 400 a 1600 rpm. El sistema de limpieza está conformado por una zaranda que separa el grano de las impurezas, una desventaja es que presenta problema cuando la planta para el trillado se encuentra húmeda ocasionando que el grano no se desprenda de la planta, (Fram Machine and Power, 2007).



1.7 Alternativa B

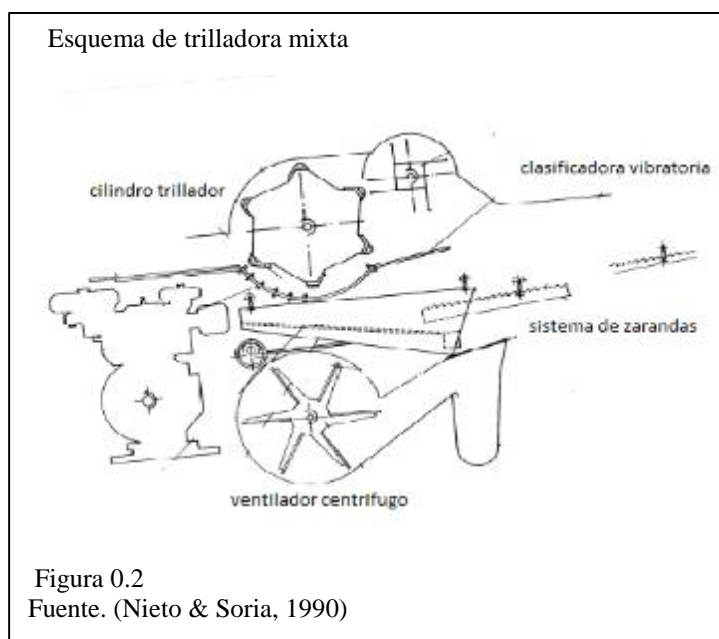
1.7.1 Trilladora mixta

Se caracteriza por tener un sistema de limpieza mediante zaranda y ventilador centrífugo como se visualiza en la figura 2.2 que separa el grano del polvillo, este sistema trabajan en conjunto garantizando un grano completamente limpio, posee un mecanismo que clasifica los residuos mediante vibración, este tipo de trilladoras

pueden ser calibradas para distintos tipos de granos la zaranda es desmontable y su montaje depende del diámetro del grano a trillar el sistema del cilindro trillador generalmente es de dientes o muelas cumpliendo con el trillado mediante golpeteo. (Nieto & Soria, 1990)

Su principal ventaja es que el cilindro trillador procesa un mayor volumen de granos y su mecanismo de clasificación de residuos permite que se procese nuevamente la planta que contiene granos no tamizados.

Su desventaja es que el tiempo de calibración de la máquina es considerable ya que se requiere el cambio de zarandas y la regulación del sistema de transmisión para controlar la velocidad de giro dependiendo el tipo de grano a trillar, además este sistema ocasiona un desgaste excesivo en los dientes.



1.8 Valor de los parámetros

Para los parámetros respectivos se asignan valores como se indica en la tabla 2.1 considerando el menor valor como inadecuado y el mayor valor como muy satisfactorio.

Tabla 01.
Valores de ponderación

Descripción	Ponderación
Inadecuado	0 - 2
Adecuado	3 - 5
Satisfactorio	6 - 8
Muy satisfactorio	9 - 10

Nota: Llumipanta Paul

En la tabla 2.2 se muestra la ponderación de cada una de las alternativas se realiza una evaluación técnica con la finalidad de obtener la mejor alternativa.

Tabla 0.2.
Valoración de parámetros

N°	PARÁMETROS	A	B
1	Funcionamiento	9	8
2	Costo	9	7
3	Disponibilidad de materiales	9	9
4	Movilidad y peso	8	7
5	Mantenimiento	9	7
	Total	44	38

Nota: Llumipanta Paul

De acuerdo a la valoración de la ponderación correspondiente se concluye que, la alternativa A es la propuesta más viable, ya que los costos de fabricación son menores comparados con la alternativa B, para el funcionamiento no se requiere de calibración de la máquina debido a que la trilladora de quinua se fabricará exclusivamente para el trillado, esto evita un diseño más complejo y pérdidas de tiempo por la calibración de velocidad y zaranda a utilizar.

1.9 Cálculo de la fuerza de corte del cilindro trillador

Existe una escasa información con respecto a la fuerza de corte que se requiere para arrancar el grano de la planta de quinua, debido a esto se asume un valor promedio de acuerdo a métodos experimentales por medio de ensayos realizados (Llangari - Benalcazar, 2012) donde la fuerza de corte es de $12.73 \text{ kgf} \approx 124.75 \text{ N}$.

1.10 Diseño de la trilladora de quinua

El diseño que se implementará es la alternativa A, compuesto por un cilindro trillador con ocho barras de corte, estas presentan una forma redondeada y cubierta de estrías oblicuas y una zaranda.

Se elige la velocidad periférica de 13.4 m/s de la tabla 2.3 la misma que corresponde a una velocidad de rotación de 850 rpm equivalente a un diámetro de 0.3 m.

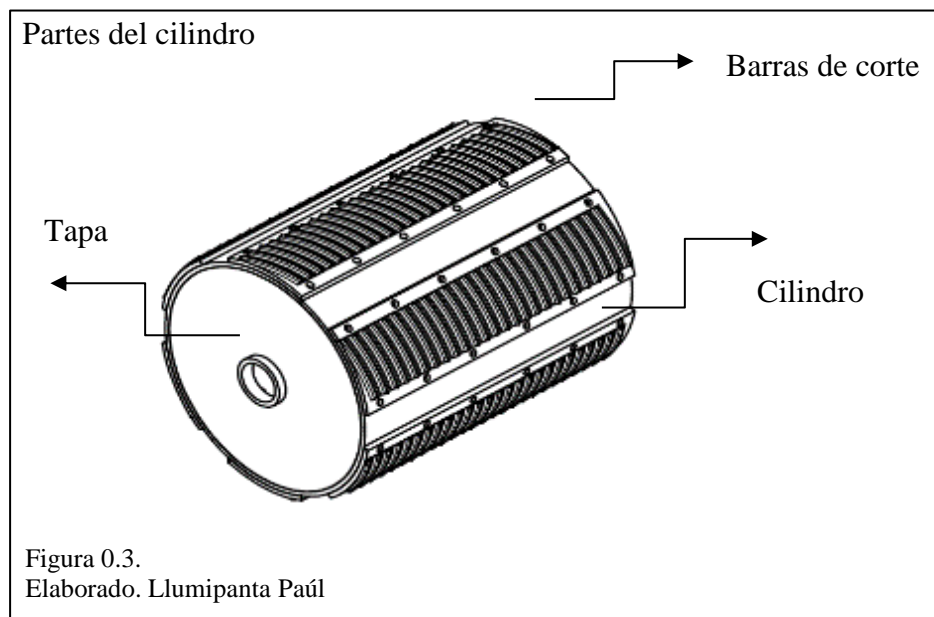
Tabla 0.3.

Dimensiones del cilindro trillador según las velocidades del sistema de trillado

Revoluciones de trillado	Velocidad periférica (m/s) para diámetros de cilindros trilladores		
	rpm	Ø = 0.3 m	Ø = 0.4 m
400	6.3	8.4	10.42
450	7.07	9.4	11.78
500	7.85	10.5	13.09
550	8.64	11.5	14.4
600	9.42	12.6	15.7
650	10.21	13.6	17.02
700	11	14.7	18.3
750	11.8	15.7	19.64
800	12.6	16.8	21
850	13.4	17.8	22.25
900	14.14	18.85	23.6

Fuente: Fram Machine and Power (2007) “ Develoment a local treshing Machine suits for thershing black seed” 1ra Edition.

1.11 Cálculo del peso del cilindro trillador



Para el cálculo del peso del cilindro trillador de la figura 2.3 se determina la masa del cilindro, las barras de corte y las tapas del mismo.

Con la ecuación general 2.1 se obtiene la masa de los elementos.

$$m = \rho \cdot V$$

(Ecu.2.1)

Donde:

m : Masa de elementos de trillado [kg]

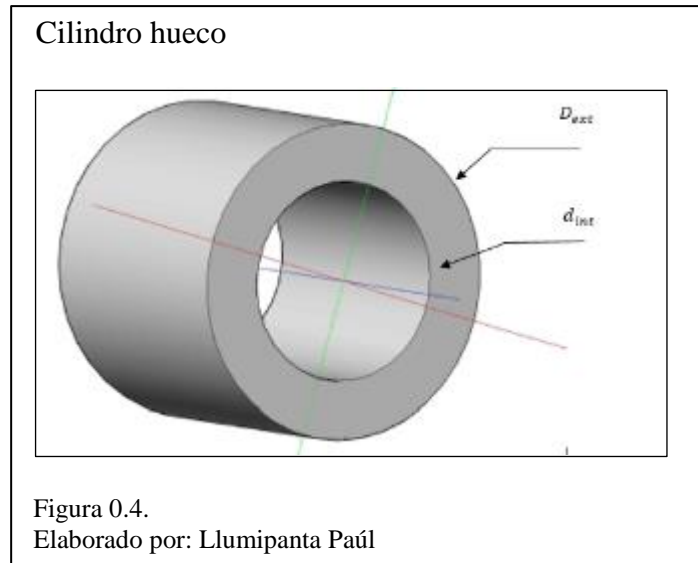
ρ : Densidad del material [$\frac{kg}{m^3}$]

V : Volumen [m^3]

La densidad del acero negro al carbono es $\rho = 7850 [\frac{kg}{m^3}]$

1.11.1 Cálculo de la masa del cilindro trillado

El cilindro para el trillado es hueco como se puede apreciar en la figura 2.4.



$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot h \cdot (D_{ext}^2 - d_{int}^2) \quad (\text{Ecu.}$$

2.2)

Donde:

V_c : Volumen del cilindro [m^3]

h : Altura del cilindro [m]

D_{ext} : Diámetro exterior [m]

d_{int} : Diámetro interior [m]

m_c : Masa del cilindro [kg]

$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot 0.4 \, m \cdot (0.3m^2 - 0.294m^2)$$

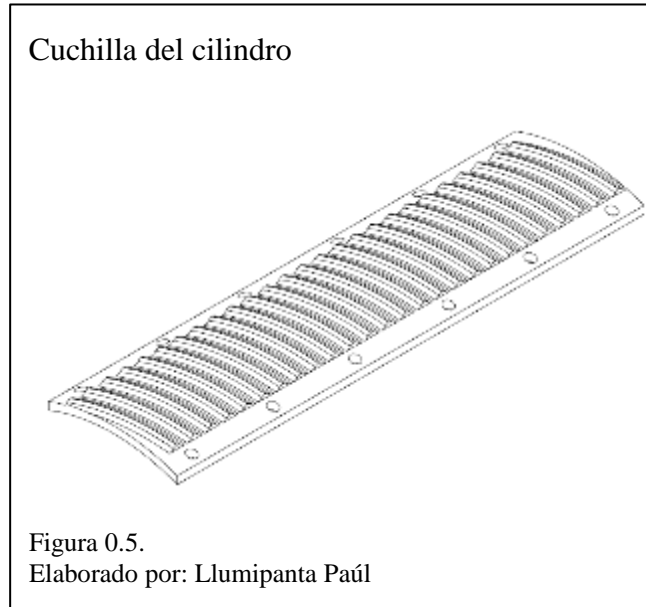
$$V_c = 0.0011 \, [m^3]$$

Se aplica la ecuación general 2.1 para obtener el cálculo de la masa del cilindro.

$$m_c = 7850 \frac{kg}{m^3} \cdot 1.11 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$m_c = 8.78 [kg]$$

1.11.2 Cálculo de la masa de las barras de corte



$$V_b = A \cdot L \quad (\text{Ecu.}$$

2.3)

Donde:

V_b : Volumen de la barra de corte [m^3]

A : Área [m^2]

L : Longitud del cilindro [m]

m_b : Masa de las barras de corte [kg]

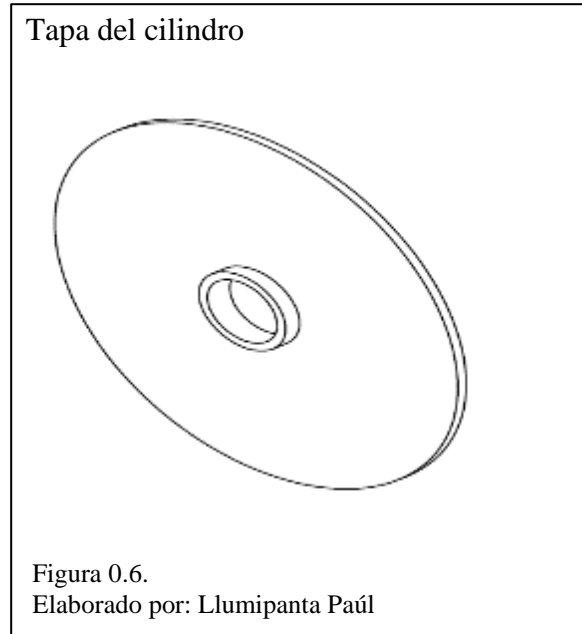
$$V_b = 0.06 m \cdot 0.008 m \cdot 0.4 m$$

$$V_b = 0.000192 [m^3]$$

$$m_b = 7850 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.000192 m^3$$

$$m_b = 1.50 [kg]$$

1.11.3 Cálculo de la masa de la tapa del cilindro



Para el cálculo de la masa de las tapas del cilindro trillador, se considera que estas tienen un diámetro igual al diámetro exterior del cilindro como se observa en la figura 2.6.

$$V_t = \frac{\pi}{4} \cdot D_t^2 \cdot e \quad (\text{Ecu. 2.4})$$

Donde:

V_t : Volumen de las tapas [m^3]

D_t : Diámetro de las tapas [m]

e : Espesor de la tapa [m]

m_t : Masa de las tapas del cilindro [kg]

$$V_t = \frac{\pi}{4} \cdot (0.3 \text{ m})^2 \cdot 0.006 \text{ m}$$

$$V_t = 0.000353 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_t = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.000346 \text{ m}^3$$

$$m_t = 2.71 \text{ [kg]}$$

Se reemplaza los datos obtenidos en la ecuación 2.5 para determinar el peso del cilindro trillador.

$$P_c = (m_c + N_b \cdot m_b + N_t \cdot m_t) \cdot g \quad (\text{Ecu. 2.5})$$

Donde:

P_c : Peso del cilindro [N]

N_b : Número de barras de corte

N_t : Número de tapas

g : Gravedad [$9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$]

$$P_c = [(8.78 \text{ kg} + (8 \cdot 1.50 \text{ kg}) + (2 \cdot 2.71 \text{ kg})) \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$$

$$P_c = 315.72 \text{ [N]}$$

1.12 Cálculo de la carga distribuida en el cilindro trillador en función del peso

1.12.1 Diagrama del cuerpo libre del cilindro trillador

En la figura 2.6 se visualiza las cargas distribuidas que actúan en el cilindro además en la parte inferior se observa el momento torsor que requiere para mover el sistema de trillado.

Diagrama del cuerpo libre

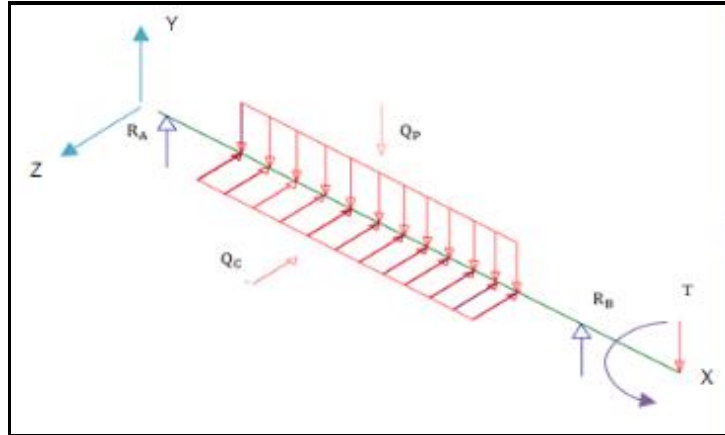


Figura 0.7.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

El diseño de las barras de corte actúan en todo el cilindro por tanto el peso se presenta como carga distribuida el cual está dado por la ecuación 2.6.

$$Q_P = \frac{P_c}{L} \quad (\text{Ecu. 2.6})$$

Donde:

Q_P : Carga distribuida en función del peso en el cilindro de trillado $[N/m]$

$$Q_c = \frac{315.72 [N]}{0.4 m}$$

$$Q_c = 789.31 \left[\frac{N}{m} \right]$$

1.13 Cálculo del esfuerzo de corte del cilindro trillador

La fuerza de corte actúa como carga distribuida Q_c en el cilindro de trillado, para el cálculo se emplea la ecuación 2.7. En el diseño del cilindro trillador se utilizará 8 barras de corte, la fuerza de corte de arranque del grano es de 124.75 $[N]$

considerando que ingresa un promedio de 13 a 18 ramas de quinua y que el área promedio del tallo que ingresa es de 0.002 m^2 .

$$Q_c = \frac{N_b \cdot F_c}{L} \quad (\text{Ecu. 2.7})$$

Donde:

Q_c : Carga distribuida en función de la fuerza de corte del cilindro trillador [N/m]

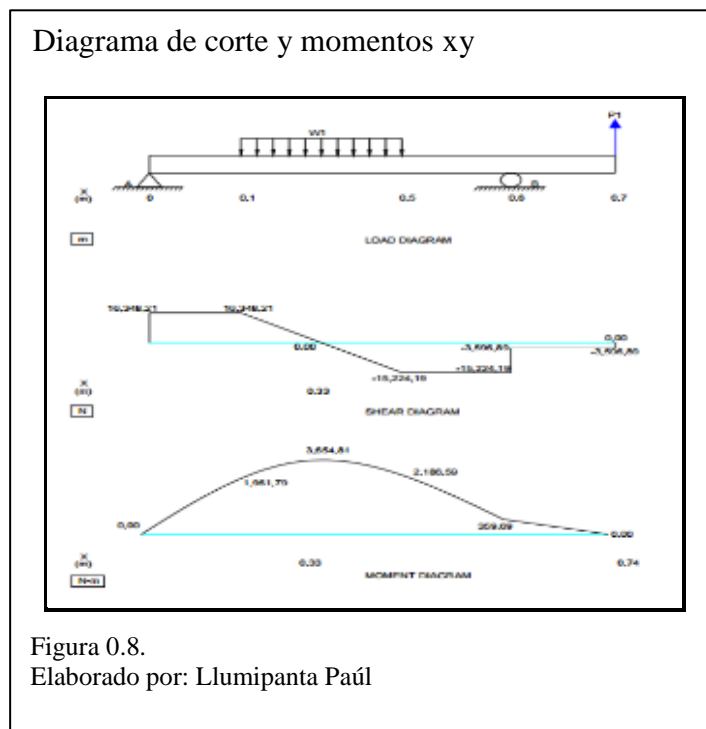
F_c : Fuerza de corte 124.75 [N]

$$Q_c = \frac{8 \cdot 124.75[N]}{0.4[m]}$$

$$Q_c = 2495 \left[\frac{N}{m} \right]$$

1.14 Diagrama del comportamiento de las curvas de corte y momento flector

En la figura 2.8 se observa el comportamiento de las curvas de corte de la viga y momentos flectores para el plano xy. Donde el momento máximo es de 3654.81 [N – m]



En la figura 2.9 se observa el comportamiento de las curvas de corte de viga y momento flector en el plano xz. En el cual el momento maximo es de 623.03 [N – m]

Diagrama de corte y momento xz

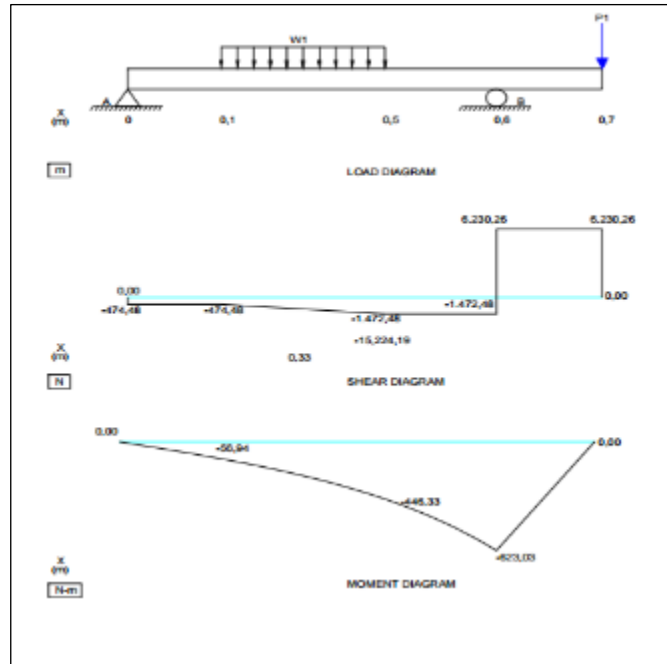


Figura 0.9.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

1.15 Diseño del cilindro trillador

Se tiene un cilindro de diámetro de 0.3 m, como se visualiza en la figura 2.10 el espesor de la pared del cilindro es de 0.006 m se procede a calcular el esfuerzo máximo de flexión mediante la ecuación 2.8.

Cilindro trillador

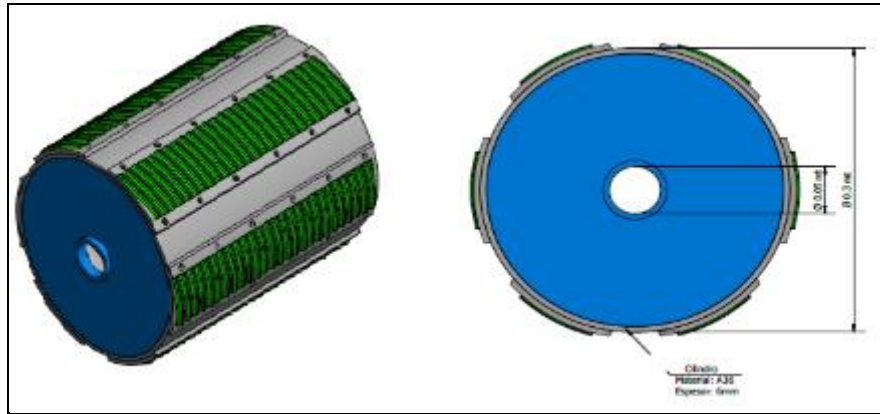


Figura 0.10.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I} \quad (\text{Ecu. 2.8})$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo máximo de flexión [MPa]

M : Momento flector máximo [N – m]

c : Distancia al punto neutro en el cilindro [m]

I : Inercia del cilindro [m⁴]

Mediante la ecuación 2.9 se obtiene el valor de la distancia al punto neutro.

$$c = \frac{d_{ext}}{2} \quad (\text{Ecu. 2.9})$$

$$c = \frac{0.3 \text{ m}}{2}$$

$$c = 0.15 \text{ m}$$

De las figuras 2.8 y 2.9 se obtienen el valor de momento flector máximo en los ejes xy e xz mediante la ecuación 2.10 se determina el momento flector máximo.

Donde:

$$M_{xy} = 3654.81 [N - m]$$

$$M_{xz} = 623.03 [N - m]$$

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (\text{Ecu. 2.10})$$

$$M = \sqrt{(3654.81[N - m])^2 + (623.03[N - m])^2}$$

$$M = 3707.57 [N - m]$$

La inercia del cilindro trillador de sección transversal se plantea con la ecuación 2.11 (ver anexo 1).

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_{ext}^4 - d_{int}^4) \quad (\text{Ecu. 2.11})$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot ((0.3 \text{ m})^4 - (0.294 \text{ m})^4)$$

$$I = 3.08 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

1.15.1 Diseño estático

Sustituyendo valores en la ecuación 2.8 se obtiene el esfuerzo máximo de flexión.

$$\sigma_x = \frac{3707.57 [N - m] \cdot 0.15 \text{ m}}{3.0810^{-5} [m^4]}$$

$$\sigma_x = 18.05 [MPa]$$

Para conocer el esfuerzo cortante máximo se aplica la ecuación 2.12.

$$\tau_{xy} = \frac{M \cdot r}{J} \quad (\text{Ecu. 2.12})$$

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo cortante máximo [MPa]

r : Radio del cilindro $[m]$

J : Inercia polar del cilindro $[m^4]$

La inercia polar del cilindro se determina con la ecuación 2.13 (ver anexo 2).

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (d_{ext}^4 - d_{int}^4) \quad (\text{Ecu. 2.13})$$

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot ((0.3 \text{ m})^4 - (0.294 \text{ m})^4)$$

$$J = 6.17 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

Se sustituye valores en la ecuación 2.12 para determinar el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = \frac{M \cdot r}{J}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3707.57[N \cdot m] \cdot 0.075 \text{ m}}{6.17 \cdot 10^{-5} m^4}$$

$$\tau_{xy} = 4.50 [MPa]$$

Para determinar el factor de seguridad se plantea la ecuación reducida de Von Mises mediante la teoría de la energía de distorsión (Budynas & Nisbett, 2012). Para ejes giratorios se considera esfuerzo uniaxial con cortante $\sigma_y = 0$, por lo que se obtiene la ecuación 2.14.

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} \quad (\text{Ecu. 2.14})$$

Donde:

σ' : Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{(18.05 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (4.5 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 19.66 [\text{MPa}]$$

1.15.2 Factor de seguridad estático

El factor de seguridad por falla estática del eje se obtiene con la ecuación 2.15.

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{Ecu. 2.15})$$

Donde:

n_e : Coeficiente de seguridad por falla estática por el método de Von Mises

S_y = Esfuerzo a la tracción

La resistencia de fluencia y de tracción del acero SAE 1010 es:

$$S_y = 180 [\text{MPa}]$$

$$S_{ut} = 320 [\text{MPa}]$$

$$n_e = \frac{180 [\text{MPa}]}{19.66 [\text{MPa}]}$$

$$n_e = 9.15$$

Se concluye que el factor de seguridad estático del cilindro trillador es alto lo que garantiza que no fallara.

1.15.3 Diseño dinámico

A partir del esfuerzo medio y esfuerzo máximo de flexión se aplica el método de Goodman que determina el factor de seguridad para evitar que no se produzca fallas en el cilindro trillador.

Mediante la ecuación 2.16 se obtiene el esfuerzo medio.

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot (\tau_{xy})^2} \quad (\text{Ecu.}$$

2.16)

Donde:

σ_m : Esfuerzo medio

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot (4.5 [N - m])^2}$$

$$\sigma_m = 7.79 [MPa]$$

De la ecuación 2.17 se obtiene el límite de resistencia a la fatiga en eje rotatorio (ver anexo 3).

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} \quad (\text{Ecu.}$$

2.17)

$$S'_e = (0.5) \cdot 320 [MPa]$$

$$S'_e = 160 [MPa]$$

El límite de resistencia a la fatiga en el cilindro trillador se determina con la ecuación 2.18.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (\text{Ecu.}$$

2.18)

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en una parte crítica de una máquina [MPa]

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de confiabilidad

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de modificación de esfuerzos

k_f : Factor de efectos diversos

S'_e : Limite de resistencia a la fatiga de la viga rotativa [MPa]

Se obtiene los factores de límite de resistencia a la fatiga, del cilindro trillador (ver anexos 3.1 y 4).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

$$k_a = 1.58 \cdot 320^{-0.085} \text{ (Esmerilado)}$$

$$k_a = 0.96$$

$$k_b = 1.189 \cdot d^{-0.097}$$

$$k_b = 1.189 \cdot 0.3^{-0.097}$$

$$k_b = 1.33$$

$$k_c = 0.868 \text{ (Confiabilidad = 95 \%)}$$

$$k_d = 1 \text{ (Temperatura ambiente de trabajo)}$$

$$k_e = \frac{1}{K_{fs}}$$

$$k_e = \frac{1}{2.7} \text{ (Se utiliza soldadura de filete paralelo en los extremos)}$$

$$k_e = 0.37$$

$$k_f = 1 \text{ (Efectos varios)}$$

Se sustituye valores en la ecuación 2.16.

$$S_e = 0.96 \cdot 1.33 \cdot 0.868 \cdot 1 \cdot 0.37 \cdot 1 \cdot 160 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 65.60 \text{ [MPa]}$$

1.15.3.1 Factor de seguridad dinámico

El coeficiente de seguridad dinámico mediante el método de Goodman se plantea con la ecuación 2.19.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}} \quad (\text{Ecu. 2.19})$$

Donde:

n_f : Coeficiente de seguridad por el método de Goodman

Sustituyendo valores en la ecuación 2.19 se tiene:

$$n_f = \frac{1}{\frac{7.79 \text{ [MPa]}}{320 \text{ [MPa]}} + \frac{18.05 \text{ [MPa]}}{65.60 \text{ [MPa]}}}$$
$$n_f = 3.34$$

El factor de seguridad dinámico del cilindro tiende a bajar con respecto al factor de seguridad estático debido a que el eje se encuentra en movimiento, el valor se encuentra dentro de un parámetro que garantiza un buen funcionamiento.

1.16 Diseño del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador

1.16.1 Diseño estático

El eje de transmisión tiene un diámetro de $2 \text{ plg} \approx 0.050 \text{ m}$ se plantea el esfuerzo máximo de flexión mediante la ecuación 2.20.

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ecu. 2.20})$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo máximo de flexión del eje [MPa]

d : Diámetro del eje [m]

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot 2.58 \cdot 10^{-4} [N - m]}{\pi \cdot (0.050 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_x = 21.08 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo cortante máximo está dado por la ecuación 2.21.

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ecu.}$$

2.21)

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo cortante máximo [MPa]

T : Torque ejercido por la fuerza en el eje ($T = 47.35 [N - m]$)

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot 47.35 [N - m]}{\pi \cdot (0.050 \text{ m})^3}$$

$$\tau_{xy} = 1.93 \text{ [MPa]}$$

Se aplica el método de Von Mises con de la ecuación 2.14 para obtener el factor de seguridad.

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(21.08 [N - m])^2 + 3 \cdot (1.93) [N - m]^2}$$

$$\sigma' = 21.35 \text{ [MPa]}$$

Se utiliza un eje de transmisión SAE 1018 con características mecánicas de resistencia a la fluencia y tracción de: (ver anexo 5).

$$S_y = 225 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ [MPa]}$$

1.16.1.1 Factor de seguridad estático

Se aplica la ecuación 2.15 para determinar el factor de seguridad estático.

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_e = \frac{225 \text{ [MPa]}}{35.004 \text{ [MPa]}}$$

$$n_e = 10.53$$

Se obtiene el cálculo del factor de seguridad estático del eje de transmisión, lo que permite determinar que el eje de transmisión no presenta riesgo alguno de fallar.

1.16.2 Diseño dinámico

Mediante el método de Goodman se determina el coeficiente de seguridad ecuación 2.19.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$$

Se determina el esfuerzo medio con la ecuación 2.16.

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot (1.93 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_m = 3.34 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 297.9 \text{ [MPa]}$$

Se plantea la ecuación 2.18.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e$$

El límite de resistencia a la fatiga se obtiene con la ecuación 2.17 (ver anexo 3).

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 \cdot 345$$

$$S'_e = 172.5 \text{ [MPa]}$$

De la información de los anexos 2, 3, 4 se conoce los coeficientes de resistencia a la fatiga del eje de transmisión (ver anexo 3.1 y 4).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

$$k_a = 1.58 \cdot (345)^{(-0.265)} (\text{Maquinado})$$

$$k_a = 0.33$$

$$k_b = 1.189 \cdot d^{-0.097}$$

$$k_b = 1.189 \cdot (0.05)^{-0.097}$$

$$k_b = 1.58$$

$$k_c = 0.868 (\text{Confiabilidad} = 95 \%)$$

$$k_d = 1 (\text{Trabaja a temperatura ambiente})$$

$$k_e = 1$$

Sustituyendo valores se determina el límite de resistencia a la fatiga en el eje de transmisión.

$$S_e = 0.333 \cdot 1.58 \cdot 0.868 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 172.5$$

$$S_e = 227.11 \text{ [MPa]}$$

1.16.2.1 Factor de seguridad dinámico

Se determina el factor de seguridad del eje de transmisión con la ecuación 2.19.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{3.34 \text{ [MPa]}}{440 \text{ [MPa]}} + \frac{34.84 \text{ [MPa]}}{227.11 \text{ [MPa]}}}$$

$$n_f = 6.25$$

El valor del factor seguridad dinámico calculado permite determinar que el eje de transmisión es confiable.

1.17 Cálculo de la durabilidad del eje de transmisión

Para conocer la durabilidad del eje de transmisión se calcula el número de ciclos que permitirá determinar si el eje está sometido a bajo o altos ciclos de trabajo. Se aplicará el criterio de Goodman.

Se plantea la ecuación 2.22 para el cálculo del número de ciclos.

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a}\right)^{1/b} \quad (\text{Ecu. 2.22})$$

Donde:

N : Número de ciclos

σ_{inv} : Esfuerzo invertido [MPa]

a : Constante del esfuerzo invertido [MPa]

b : Constante de regresión

Mediante las ecuaciones 2.23 y 2.24 se obtiene " a y b " respectivamente.

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (\text{Ecu. 2.23})$$

Donde:

f : Fracción de resistencia a la fatiga (ver anexo 6)

Del anexo 6 se obtiene el valor de $f = 0.9$, se reemplaza valores en la ecuación 2.21.

$$a = \frac{(0.9 \cdot 440 \text{ MPa})^2}{227.11 \text{ MPa}}$$

$$a = 690.48 \text{ MPa}$$

Se determina el valor de " b " con la ecuación 2.24.

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (\text{Ecu. 2.24})$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{0.9 \cdot 440}{227.11} \right)$$

$$b = -0.08$$

Para el cálculo del esfuerzo invertido se plantea la ecuación 2.25.

$$\sigma_{inv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (\text{Ecu. 2.25})$$

Se reemplaza valores en la ecuación 2.25.

$$\sigma_{inv} = \frac{21.08}{1 - \frac{3.34}{440}}$$

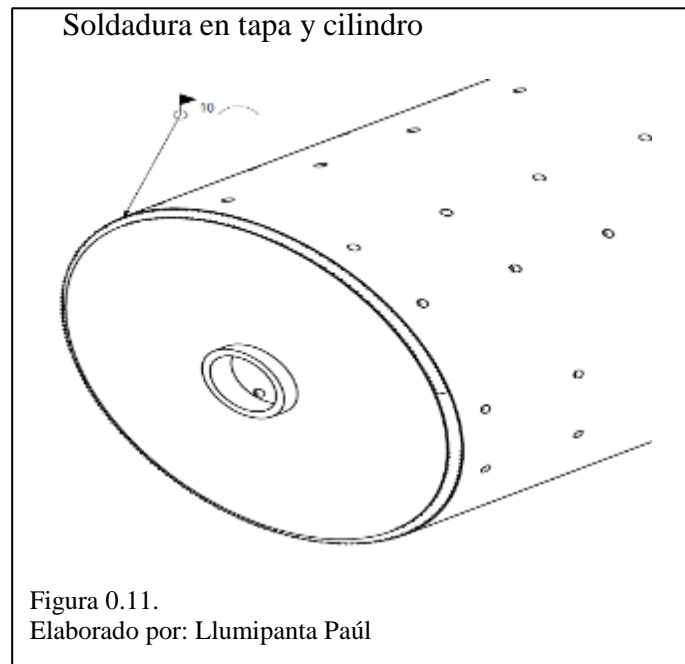
$$\sigma_{inv} = 21.24 \text{ MPa}$$

Se sustituye valores en la ecuación 2.22 para obtener el número de ciclos.

$$N = \left(\frac{21.24 \text{ MPa}}{690.488 \text{ MPa}} \right)^{(1/-0.08)}$$
$$N = 7.94 \cdot 10^{18} \text{ ciclos}$$

(Budynas & Nisbett, 2012), menciona que la fatiga a altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^6 ciclos, por tal motivo se concluye que el eje fallaría luego de un número considerable de ciclos de vida.

1.18 Soldadura en las tapas del cilindro trillador



Uno de los puntos de mayor concentración de esfuerzos en el cilindro trillador es en la unión entre el cilindro y las tapas del mismo para esto es importante el análisis de soldadura correspondiente como se observa en la figura 2.11.

El momento flector que se ejercen en las tapas del cilindro trillador son:

$$M_{xy} = 2186.59 \text{ [MPa]}$$

$$M_{xz} = 446.33 \text{ [MPa]}$$

Se determina el momento flector máximo con la ecuación 2.10.

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M = \sqrt{(2186.59 [N - m])^2 + (446.33 [N - m])^2}$$

$$M = 2231.67 [N - m]$$

1.18.1 Cálculo del factor de seguridad por falla estática en la junta soldada

El esfuerzo máximo a flexión se planea mediante la ecuación 2.8.

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

Para el momento de inercia se utiliza la ecuación 2.26

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad (\text{Ecu. 2.26})$$

2.26)

Donde

c : Línea del punto neutro [m]

I : Inercia de la sección transversal [m^4]

h : Tamaño de la soldadura [m]

I_u : Inercia unitaria [m^3]

El momento de inercia unitario se obtiene con la ecuación 2.27.

$h = 0.01$ Tamaño de soldadura [m]

$$r = 0.025 \text{ m (Radio)}$$

$$I_u = \pi \cdot r^3 \quad (\text{Ecu. 2.27})$$

$$I_u = \pi \cdot (0.025 \text{ m})^3$$

$$I_u = 4.90^{-5} m^3$$

Se reemplaza valores en la ecuación 2.26.

$$I = 0.707 \cdot (0.01 \text{ m}) \cdot (0.49^{-5} m^3)$$

$$I = 3.46^{-7} m^4$$

De la ecuación 2.8 se obtiene el esfuerzo máximo de flexión.

$$\sigma_x = \frac{2231.67 [N - m] \cdot 0.025 [m]}{3.46^{-7} m^4}$$

$$\sigma_x = 161.22 [MPa]$$

Se aplica el esfuerzo cortante máximo que se genera en el extremo de la tapa.

$$\tau = \frac{M \cdot r}{J} \quad (\text{Ecu. 2.28})$$

Donde:

J : Inercia polar

La inercia polar se calcula con la ecuación 2.25.

$$J = 0.707 \cdot h \cdot J_u \quad (\text{Ecu. 2.29})$$

Donde:

J_u : Inercia polar unitaria

$$J_u = 2 \cdot \pi \cdot r^3 \quad (\text{Ecu. 2.30})$$

$$J_u = 2 \cdot \pi \cdot (0.025 \text{ m})^3$$

$$J_u = 9.8 \cdot 10^{-5} m^3$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.29 se tiene.

$$J = 0.707 \cdot (0.01 \text{ m}) \cdot (9.8 \cdot 10^{-5} m^3)$$

$$J = 6.92 \cdot 10^{-7} m^4$$

Con los datos obtenidos se reemplaza valores en la ecuación 2.28 para determinar el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = \frac{(2231.67 [N - m]) \cdot 0.025 \text{ m}}{6.92 \cdot 10^{-7} m^4}$$

$$\tau_{xy} = 80.62 [MPa]$$

El factor de seguridad para falla estática por el método de Von Mises, ecuación 2.21.

$$n_e = \frac{s_y}{\sigma'}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(161.22 [MPa])^2 + 3 \cdot (80.62 [MPa])^2}$$

$$\sigma' = 80.57 [MPa]$$

Para el proceso de soldadura se utiliza electrodo AWS A5.1 E6011 (ver anexo 7).

$$s_y = 424 [MPa]$$

$$S_{ut} = 495 [MPa]$$

$$n_e = \frac{424 [MPa]}{80.57 [MPa]}$$

$$n_e = 5.26$$

El factor de seguridad calculado para la soldadura se encuentra dentro de un valor promedio lo cual permite determinar que es seguro en el proceso de soldadura.

1.19 Diseño del cóncavo

El cóncavo es parte fundamental del sistema de trillado conjuntamente con el cilindro realizan el proceso de trillado de la quinua, estos elementos entran en contacto con la planta mediante fricción para desprenderse el grano mediante las rejillas del cóncavo como se observa en la figura 2.12. Está formado mediante barras con varillas longitudinales, las barras con las aristas vivas constituyen la función de la herramienta mientras que las varillas forman una rejilla que impide el paso de los desechos de mayor tamaño.

Dependiendo del diámetro del cilindro trillador las barras del cóncavo varía entre 8 y 14 la longitud de las varillas es igual al diámetro del cilindro con un diámetro de 0.004 m. La separación del cilindro – cóncavo a la entrada varía con respecto a la salida, se considera la entrada $b_e = 0.01\ m$ y la distancia de salida $b_s = 0.016\ m$.

Donde:

b_e : Distancia de separación de entrada (cilindro – cóncavo)

b_s : Distancia de separación de salida (cilindro – cóncavo)

Cóncavo

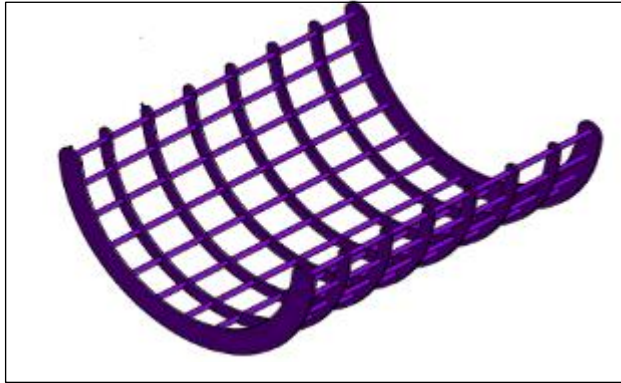


Figura 0.12.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

1.20 Cálculo de la potencia del sistema trillador para la selección del motor

La potencia del motor se determina mediante la suma de las inercias a vencer para esto se plantea la ecuación 2.31.

$$I_t = I_{pd} + I_{pD} + I_r + I_c + I_{ej} + I_t + I_b + I_{exc} \quad (\text{Ecu. 2.31})$$

Donde:

I_t : Inercia total $[N - m^2]$

I_{pd} : Inercia de la polea menor $[N - m^2]$

I_{pD} : Inercia de la polea mayor $[N - m^2]$

I_r : Inercia de los rodamientos $[N - m^2]$

I_c : Inercia del cilindro $[N - m^2]$

I_{ej} : Inercia del eje $[N - m^2]$

I_t : Inercia de las tapas $[N - m^2]$

I_b : Inercia de las barras de corte $[N - m^2]$

I_{exc} : Inercia del mecanismo excéntrico $[N - m^2]$

La inercia de cada uno de los elementos se determina en función de las propiedades geométricas (ver anexo 1 y 2).

$$I_t = 7.25 \cdot 10^{-4} (N - m^2) + 5.8 \cdot 10^{-3} (N - m^2) + (2 \cdot 2.78 \cdot 10^{-4} (N - m^2)) \\ + 3.08 \cdot 10^{-5} (N - m^2) + 7.88 \cdot 10^{-3} (N - m^2) + (2 \cdot 3.46 \\ \cdot 10^{-7} (N - m^2)) + (8 \cdot 4.69 \cdot 10^{-5} (N - m^2))$$

$$I_t = 0.015 [N - m^2]$$

Se determina la ecuación 2.32 para el cálculo de la aceleración angular.

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (\text{Ecu. 2.32})$$

Donde:

α : Aceleración angular $[\frac{rad}{s^2}]$

W : Velocidad angular $[\frac{rad}{s}]$

t : Tiempo [s] (tiempo promedio en partir de cero hasta alcanzar la velocidad máxima)

$$\alpha = \frac{88.96 \frac{rad}{s}}{0.25 s}$$

$$\alpha = 355.86 [\frac{rad}{s^2}]$$

Torque general del motor se determina con la ecuación 2.33.

$$T_m = I_t \cdot \alpha \quad (\text{Ecu. 2.33})$$

T_m : Torque general del motor

$$T_m = 0.015 [kg - m^2] \cdot 355.86 [\frac{rad}{s^2}]$$

$$T_m = 5.333 [N - m]$$

Se aplica la ecuación 2.34 para obtener la potencia que se requiere para mover los elementos del sistema trillador.

$$P_m = T_m \cdot W \quad (\text{Ecu. 2.34})$$

Donde:

P_m : Potencia del motor de la máquina trilladora

W : Velocidad angular [rad/s]

Sustituyendo valores en la ecuación 2.34 se obtiene la potencia que requiere el motor para mover el sistema de trillado.

$$P_m = 5.33 [N - m] \cdot 110.61 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$P_m = 589.56 \left[\frac{N \cdot m^2}{s^3} \right]$$

$$P_m = 589.56 [W]$$

El valor calculado de la potencia del motor permitirá buscar un motor que cumpla con las características requeridas y que se adapten al diseño de la maquina trilladora.

1.21 Diseño del mecanismo excéntrico de la zaranda

El diseño de limpieza a utilizar en la trilladora de quinua se la realizará mediante un sistema compuesto por zaranda que permite separar el grano de impurezas y un rodamiento excéntrico que realiza un movimiento oscilatorio, para la elección de la plancha de zarandeo (ver anexo 8).

El diámetro promedio del grano de quinua de acuerdo al catálogo de variedades comerciales del grano de quinua de Perú es de $2.1 \text{ mm} \approx 0.0021 \text{ m}$ (INIA, 2013)

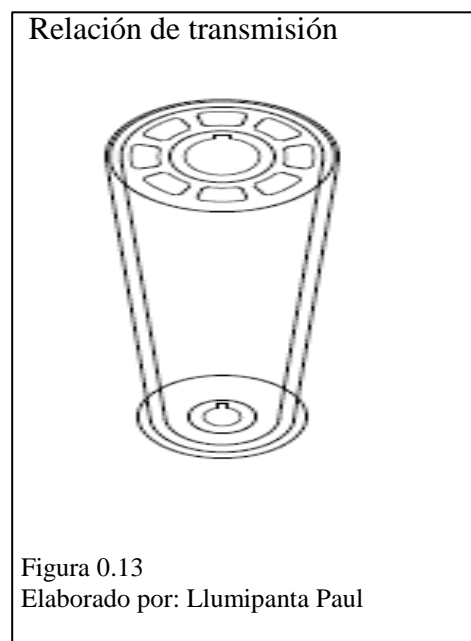
1.22 Selección de bandas y poleas del sistema de la trilladora de quinua

1.23 Selección de bandas

Por recomendación para sistemas vibratorios se utilizará una banda de tipo “V” ya que posee un alto coeficiente de rozamiento con la polea, con el fin de evitar cualquier riesgo de deslizamientos estas se caracterizan por tener una alta absorción de vibraciones además de ofrecer una buena resistencia a los agentes que puedan dañar la correa como altas temperaturas, polvo y aceite. (Mott, 2006)

Los parámetros para seleccionar una banda son la potencia, la relación de transmisión, diámetro de las poleas para la selección estandarizada de correas (ver anexo 9).

1.23.1 Relación de transmisión motor – trilla



Para el cálculo de la relación de transmisión se utiliza la ecuación 2.35.

$$r_t = \frac{N_r}{n_r} \quad (\text{Ecu. 2.35})$$

Donde:

r_t : Relación de transmisión

N_r : Revoluciones por minuto de la polea del motor [*rpm*]

n_r : Revoluciones por minuto de la polea del eje [*rpm*]

$$r_t = \frac{1800}{850}$$

$$r_t = 2.11$$

1.23.2 Selección de la polea

Para obtener la dimensión de la polea en el eje de transmisión se aplica la relación de velocidades ecuación 2.36.

$$\frac{N_r}{n_r} = \frac{D}{d} \quad (\text{Ecu. 2.36})$$

Donde:

D : Diámetro de la polea mayor [*m*]

d : Diámetro de la polea menor [*m*]

Para conocer el diámetro de la polea menor (ver anexo 9.1) se selecciona el diámetro mínimo para correas tipo V de la ecuación 2.36 se despeja D .

$$D = \frac{N_r \cdot d}{n_r}$$

$$D = \frac{1800 \text{ rpm} \cdot 0.071 \text{ m}}{850 \text{ rpm}}$$

$$D = 0.15 \text{ [m]}$$

1.23.3 Cálculo del número de bandas

Para obtener el número de bandas se utiliza la ecuación 2.37.

$$P_{CO} = P_N \cdot C_\theta \cdot C_L \quad (\text{Ecu. 2.37})$$

P_{CO} : Potencia corregida [HP]

P_N : Potencia nominal real [HP]

C_θ : Factor de corrección por ángulo de contacto (ver anexo 10)

C_L : Factor de corrección por longitud de banda (ver anexo 10.1)

Se tiene que para $C_\theta = 0.98$ y $C_L = 1.18$

La potencia nominal real se la determina con la ecuación 2.38.

$$P_N = P_{na} + P_{nb} \quad (\text{Ecu. 2.38})$$

Donde:

P_{na} : Potencia nominal agregada (ver anexo 11)

P_{nb} : Potencia nominal por banda (ver anexo 11.1)

De acuerdo a los anexos 11 y 11.1 se tiene que para $P_{na} = 1.5 \text{ HP}$ y $P_{nb} = 1.9 \text{ [HP]}$.

$$P_N = 1.5 + 1.9$$

$$P_N = 3.4 \text{ [Hp]}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.37.

$$P_{CO} = 3.4 \cdot C_\theta \cdot C_L$$

$$P_{co} = 3.4 \cdot 0.98 \cdot 1.18$$

$$P_{co} = 3.93 [HP]$$

Se conocer el número de bandas con la ecuación 2.39.

$$\# \text{ bandas} = \frac{P_m}{P_{co}} \quad (\text{Ecu. 2.39})$$

$$\# \text{ bandas} = \frac{7.7}{3.93}$$

$$\# \text{ bandas} = 1.95 \approx 2 \text{ bandas}$$

De acuerdo a los datos calculados se selecciona la correa tipo 3V, del catálogo SKF, PHG 3V63OXP; (ver anexo 12).

1.24 Relación de transmisión trilla – zaranda

Para el cálculo de la relación de transmisión se utiliza la ecuación 2.35.

$$r_t = \frac{N_r}{n_r}$$

$$r = \frac{850}{600}$$

$$r = 1.41$$

1.24.1 Selección de la polea (cilindro trillador – excéntrico)

Se determina la dimensión de la polea en el eje de transmisión con la relación de velocidades de la ecuación 2.36. Para conocer el valor de la polea menor (ver anexo 9.1) se selecciona el diámetro mínimo para correas tipo V.

$$D = \frac{850 \text{ rpm} \cdot 0.071 \text{ m}}{600 \text{ rpm}}$$

$$D = 0.1 \text{ [m]}$$

1.24.2 Cálculo del número de bandas

Cálculo de la potencia nominal mediante la ecuación 2.38.

$$P_N = P_{na} + P_{nb}$$

$$P_N = 1.9 + 1.9$$

$$P_N = 3.8 \text{ [Hp]}$$

Cálculo de la potencia corregida mediante la ecuación 2.37.

$$P_{CO} = P_N \cdot C_\theta \cdot C_L$$

$$P_{CO} = 3.8 \cdot 0.98 \cdot 1.18$$

$$P_{CO} = 4.39 \text{ [HP]}$$

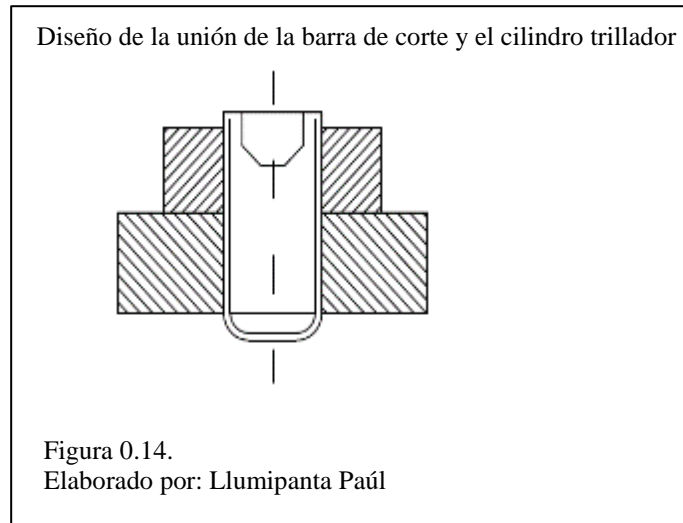
Se determina el número de bandas con la ecuación 2.39.

$$\# \text{ bandas} = \frac{3.8}{4.39}$$

$$\# \text{ bandas} = 0.86 \approx 1 \text{ banda}$$

De acuerdo a los datos obtenidos se selecciona la correa tipo V, del catálogo SKF, PHG 3V475XP, (ver anexo 12).

1.25 Diseño de la unión de la barra de corte con el cilindro trillador con pernos



La barra de corte se une mediante sujetadores al cilindro trillador en las que actúa los esfuerzos en carga y precarga por lo que es necesario realizar el análisis de las tensiones en la junta del cilindro y la barra de corte como se muestra en la figura 2.13.

Se aplica las ecuaciones de esfuerzo alternante 2.40.

$$\sigma_a = \frac{N_p \cdot C_r \cdot P}{2 \cdot A_t} \quad (\text{Ecu. 2.40})$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante [MPa]

N_p : Número de pernos

C_r : Constante de rigidez (adimensional)

P : Fuerza a la que se encuentra sometido el perno $[N]$

A_t : Área de esfuerzo de tensión $[m^2]$

Para hallar la constante de rigidez se emplea la ecuación 2.41.

$$C_r = \frac{k_{re}}{k_{re} + k_m} \quad (\text{Ecu. 2.41})$$

Donde:

k_{re} : Rigidez efectiva

k_m : Rigidez del sujetador

Se determina las ecuaciones de rigidez efectiva 2.42 y rigidez del sujetador 2.43.

$$k_{re} = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad (\text{Ecu. 2.42})$$

Donde:

A_d : Área del diámetro mayor del sujetador $[m^2]$

E : Módulo de elasticidad $[\frac{kgf}{m^2}]$

l_t : Longitud de la parte roscada de agarre $[m]$

l_d : Longitud de la parte sin rosca $[m]$

$$k_b = \frac{4.94 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 3.66 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 206843 \text{ kgf}/m^2}{4.94 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 0.22 \text{ m} + 3.38 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 0.002 \text{ m}}$$

$$k_b = 6787.3 \left[\frac{KN}{m^2} \right]$$

A partir de la ecuación 2.43 se determina la rigidez del sujetador.

(Ecu. 2.43)

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d_s}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot l + 0.5 \cdot d}{0.5774 \cdot l + 2.5 \cdot d}\right)}$$

Donde:

d_s : Diámetro del sujetador [m]

l : Longitud de agarre [m]

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot 206843 \text{ kgf/m}^2 \cdot 7.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2 \cdot \ln(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot 0.222 \text{ m} + 0.5 \cdot 7.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.5774 \cdot 0.222 \text{ m} + 2.5 \cdot 7.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}})}$$

$$k_m = 9.79 \left[\frac{KN}{m^2} \right]$$

Se determina la constante de rigidez.

$$C_r = \frac{6787.3 \text{ KN/m}^2}{6787.3 \text{ KN/m}^2 + 9.79 \text{ KN/m}^2}$$

$$C = 0.998$$

De la ecuación 2.40 el esfuerzo alternante es:

$$\sigma_a = \frac{0.998 \cdot 124.74 \text{ N}}{2 \cdot 3.38 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_a = 5.48 \text{ [MPa]}$$

Se aplica la ecuación 2.44 para determinar el esfuerzo de precarga.

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad (\text{Ecu. 2.44})$$

Donde:

σ_i : Esfuerzo de precarga [MPa]

F_i : Precarga [N];

$F_i = 0.75 \cdot F_p$ (Carga de prueba para conexiones no permanentes.) (ver anexo 13)

Con la ecuación 2.45 se obtiene el valor de la carga de prueba.

$$F_p = A_f \cdot S_p \quad (\text{Ecu. 2.45})$$

Donde:

F_p : Carga de prueba para conexiones no permanentes [N]

S_p : Resistencia de prueba [MPa] (ver anexo 15)

$$F_p = 3.38 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 46 MPa$$

$$F_p = 1.55 \cdot 10^{-3} MN$$

$$F_i = 0.75 \cdot 1.55 \cdot 10^{-3} MN$$

$$F_i = 1.166 \cdot 10^{-3} MN$$

Sustituyendo los datos obtenidos en la ecuación 2.44.

$$\sigma_i = \frac{1.166 \cdot 10^{-3} MN}{3.38 \cdot 10^{-5} m^2}$$

$$\sigma_i = 34.49 [MPa]$$

Mediante la ecuación 2.46 se aplica el criterio de Goodman para determinar el factor de seguridad.

$$n_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a \cdot (S_{ut} + S_e)} \quad (\text{Ecu. 2.46})$$

Donde:

n_f : Factor de seguridad

S_e : Resistencia a la fatiga de pernos y tornillos (ver anexo 13.1 y 14)

$$n_f = \frac{18.66 MPa \cdot (120 MPa - 34.49 MPa)}{7.36 MPa \cdot (120 MPa + 18.66 MPa)}$$

$$n_f = 1.56$$

El valor del factor de seguridad obtenido en los pernos es bajo, pero debido a que son elementos que se los pueden remplazar en caso de fallar se considera como un valor permisible.

1.26 Selección de rodamientos

La selección de rodamientos se debe considerar las cargas a las que está sometido sean estas cargas dinámicas, cargas estáticas o radiales.

Una vez determinado la dimensión menor del eje de transmisión que permite una capacidad de carga hasta 16.6 [KN].

El rodamiento seleccionado es tipo 1309 TV FAG, (ver anexo 15).

1.27 Selección de chaveta

Para la selección se utiliza el anexo 17 en el que se selecciona el tipo de chaveta estandarizada, de acuerdo a las recomendaciones el ancho debe ser 0.25 del diametro del eje.

1.28 Conclusiones del capítulo

- ✓ Los factores de seguridad se encuentran en un rango entre 1 a 13, por lo que se concluye que los elementos trabajarán sin falla alguna.
- ✓ El número de ciclos calculados es de $31.1 \cdot 10^3$ esto permite concluir que el número de ciclos del eje trabaja a una baja fluctuación, esto garantiza una larga durabilidad, en el eje del cilindro trillador.

Capítulo 3

Simulación de la trilladora de quinua

Este capítulo tiene como objetivo la simulación de la trilladora de quinua mediante el programa Autodesk Inventor.

El programa permite realizar el diseño de elementos, ensamblaje, simulación, análisis mecánico que predice posibles fallas que se pueden presentar además crea un prototipo digital el mismo que garantiza la fiabilidad del diseño a implementarse.

1.29 Simulación estática

La simulación estática permite realizar el análisis de elementos mediante el modelado en entornos de esfuerzo, desplazamiento por deformación, tensión, factor de seguridad.

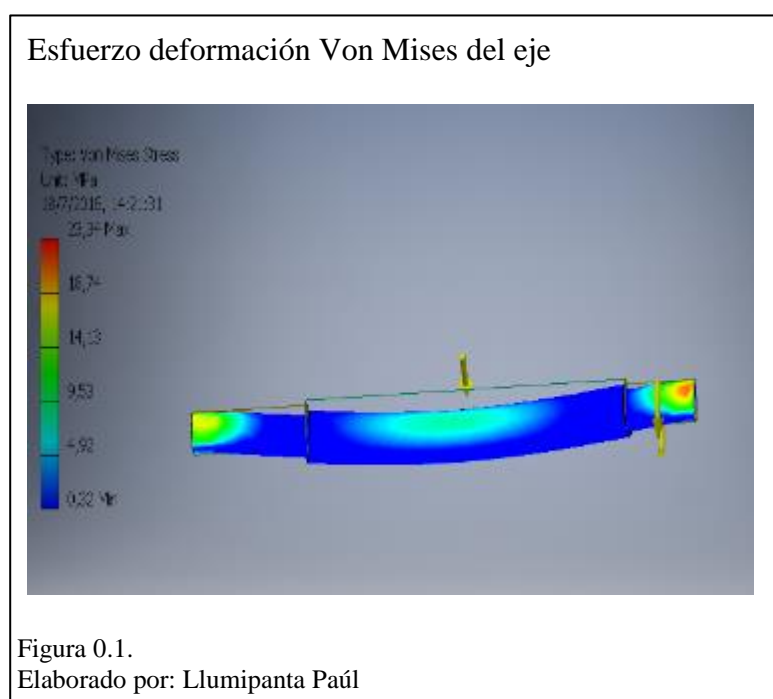
1.29.1 Análisis del eje del sistema de transmisión

Las tensiones y deformaciones se desarrollan en varias direcciones por lo que es necesario resumirlas en una tensión equivalente o también denominada tensión de Von Mises. En algunos casos una prueba de tensión uniaxial busca propiedades del material experimentalmente. La combinación de tensión equivalente corresponde con el sistema de tensiones reales. (Inventor, 2014).

En el análisis estático del mecanismo de trillado se considera los elementos de mayor concentración de tensiones. Donde el eje de transmisión es uno de los elementos más importantes, este genera el movimiento rotacional al cilindro trillador y el movimiento rotacional al mecanismo de la zaranda el cual lo convierte en movimiento lineal.

Para el análisis de tensión en Autodesk Inventor se asigna el material se ubica las cargas que va a soportar el eje además del torque al que está sometido los mismos que determinan posibles deformaciones, se añaden las condiciones de contacto y restricciones y se ejecuta la simulación.

En la figura 3.1 se visualiza el esfuerzo de Von Mises con un valor de hasta 23.34 MPa el mismo que se aproxima al valor calculado teóricamente equivalente a 21.35 MPa, con un error de 8.52 %.



En la figura 3.2 se visualiza el desplazamiento del elemento al ser sometido a las cargas respectivas, se observa en el centro del eje un desplazamiento de $0.069 \text{ mm} \approx 69 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ este valor se lo considera como despreciable ya que no afectaría al buen funcionamiento del eje.

Deformación en el eje

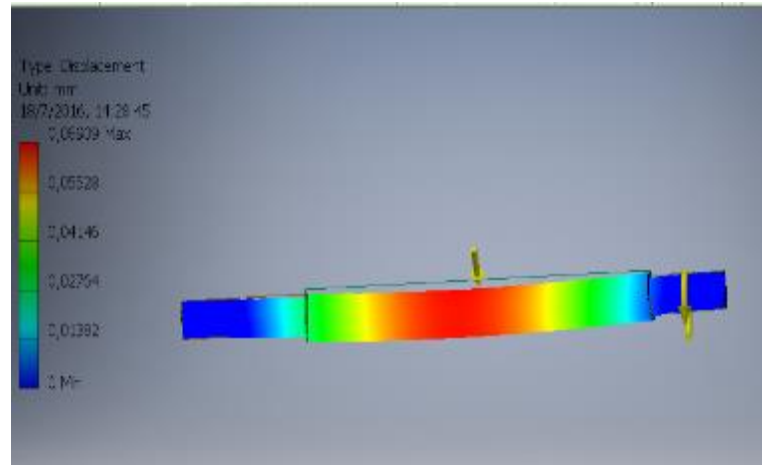


Figura 0.2.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

Los resultados de la simulación indican áreas de elasticidad potencial, las de mayor tensión se muestran en rojo, un factor de seguridad equivalente a 1 indica que el material es elástico en la figura 3.3 se visualiza el factor de seguridad del eje de transmisión con un valor mínimo de 10.71 y máximo de 15 se determina que el eje no tendrá falla alguna.

Factor de seguridad del eje

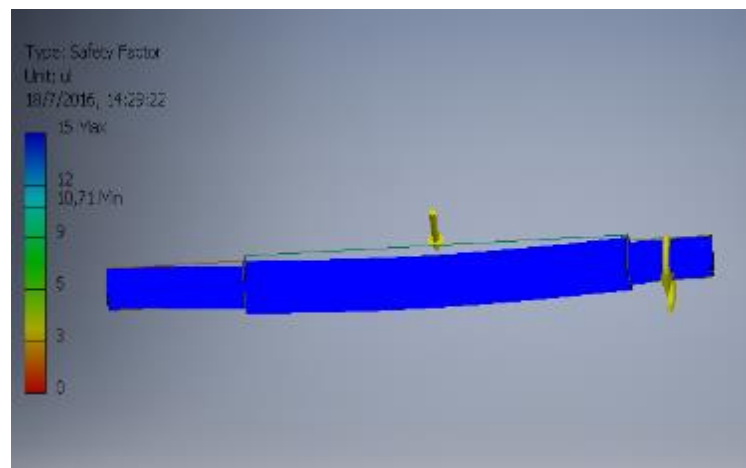


Figura 0.3.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

1.29.2 Análisis de la estructura de la trilladora de quinua

La estructura de la trilladora de quinua está formada en su totalidad por perfiles de tubo cuadrado de $0.04 \cdot 0.002$ m y chapa metálica 0.002 m espesor.

Para realizar la simulación de esfuerzos de la estructura se considera las cargas muertas y cargas vivas.

1.29.2.1 Cargas muertas

Las cargas muertas son de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar. Estas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ella. (McCormac, 2002).

Las cargas muertas de la trilladora comprenden el peso de la estructura, tolvas, protecciones, zaranda, cilindro trillador, elementos estandarizados y motor con un peso total de 845 N.

1.29.2.2 Cargas vivas

Se considera como cargas vivas aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud, las cargas que se mueven bajo su propio impulso o aquellas que pueden ser desplazadas (McCormac, 2002). El peso del grano de quinua se considera como carga viva ya que no es una magnitud que permanece constante a la estructura su peso es de 69 N de acuerdo al anexo 16.

1.30 Resultado de la simulación estática.

En la figura 3.4 se observa que existe un desplazamiento en la parte media de la estructura punto donde se concentran los esfuerzos, se visualiza un desplazamiento

máximo equivalente a $0.037 \text{ mm} \approx 37 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ este valor se lo considera despreciable no influye en la estabilidad de la estructura.

Desplazamiento debido a esfuerzos en la estructura

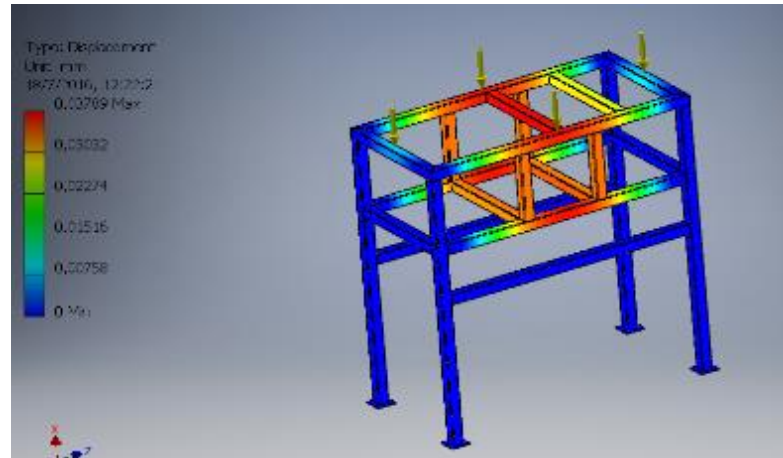


Figura 0.4.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

El factor de seguridad de acuerdo con la figura 3.5 se visualiza un factor de hasta 15 el mismo que permite determinar que la estructura no fallará considerando que se utiliza un perfil estructural ASTM A36.

Factor de seguridad de la estructura

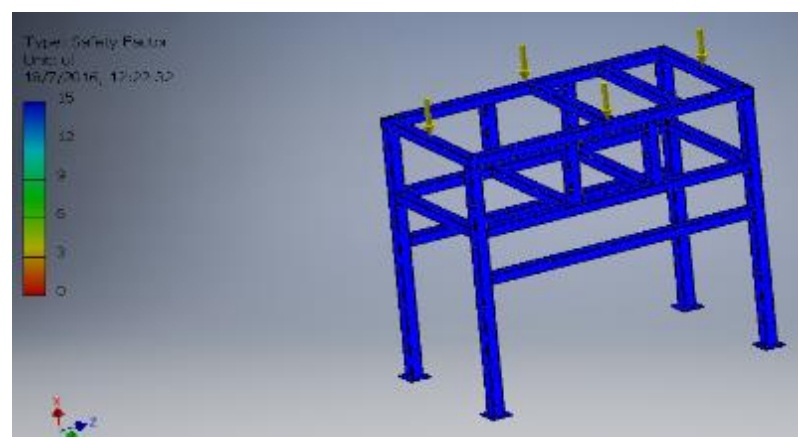


Figura 0.5.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

1.31 Simulación dinámica

La simulación dinámica permite analizar el comportamiento del mecanismo en movimiento el cual determina fuerzas y momentos, realiza simulaciones en función de la velocidad, aceleración, torsión y tiempo.

Andrade Villa (2011) menciona que la simulación dinámica en Autodesk Inventor proporciona comandos para simular y analizar las características dinámicas de un ensamblaje en movimiento con distintas condiciones de carga. Se puede exportar las condiciones de carga en cualquier estado en movimiento al análisis de tensión. La simulación revela la respuesta de las piezas desde un punto de vista estructural frente a las cargas de cualquier punto en el rango de movimiento del ensamblaje.

1.31.1 Descripción de la simulación de la trilladora de quinua

El mecanismo de funcionamiento de la trilladora de quinua está compuesto por el cilindro trillador ensamblado por el eje de transmisión, el que realiza el movimiento rotacional, este a su vez se conecta por medio de poleas a una rueda excéntrica que se acopla mediante un brazo a la zaranda generando el movimiento longitudinal.

El ensamblaje de cada uno de los elementos se observa en la figura 3.6 de un correcto ensamblaje se obtendrán resultados más precisos.

Ensamblaje de la trilladora

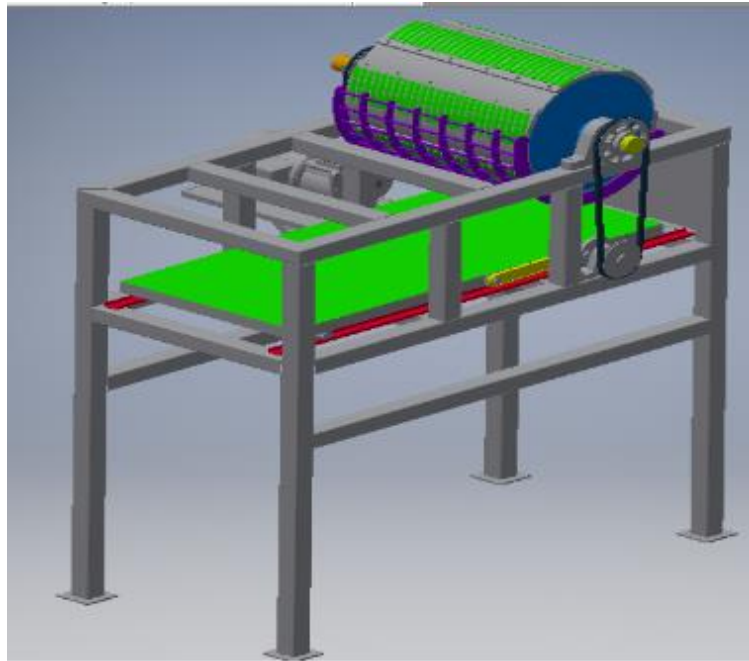


Figura 0.6.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

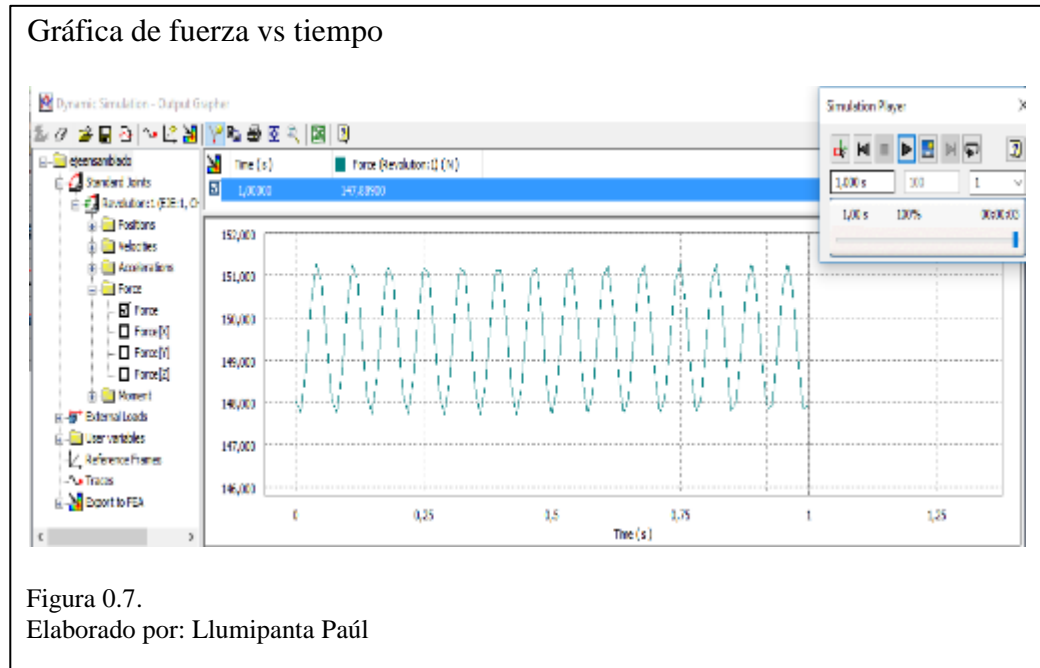
1.32 Análisis de resultados

Los esfuerzos fluctuantes que se ejercen sobre elementos rotatorios acogen la forma sinusoidal, existe otro tipo de patrones de forma irregular, en patrones de ciclos periódicos la fuerza toma la forma sinusoidal que no resulta fundamental, los picos en el lado alto (máximo) y el lado bajo (mínimo) son importantes, (Budynas & Nisbett, 2012).

Una vez establecidos los parámetros de uniones, restricciones y grados de libertad en el entorno de la simulación dinámica de Autodesk Inventor en la figura 3.7 se visualiza el gráfico de fluctuación de la fuerza de rotación vs el tiempo en la trilladora en un rango correspondiente de 148 a 151 N. La fuerza de corte

teórica requerida para el trillado de quinua es de 124 N, se puede determinar que la fuerza simulada con la

teórica se encuentra dentro de los parámetros requeridos considerando que se toma como referencia el valor de la fuerza de corte de la quinua.



En la figura 3.8 se observa la gráfica velocidad de giro vs tiempo que genera el mecanismo mediante el eje de transmision para iniciar el movimiento rotacional.

La velocidad fluctúa en un máximo de 89.111 rad/s y un mínimo de 88.97 rad/s de estos valores se concluye que el eje de transmisión gira a velocidad constante.

Mediante la gráfica se inspecciona la velocidad del eje de transmisión que esta sea constante, con el fin de evitar la velocidad critica del eje que puede producir vibraciones en la trilladora.

Gráfica de velocidad vs tiempo

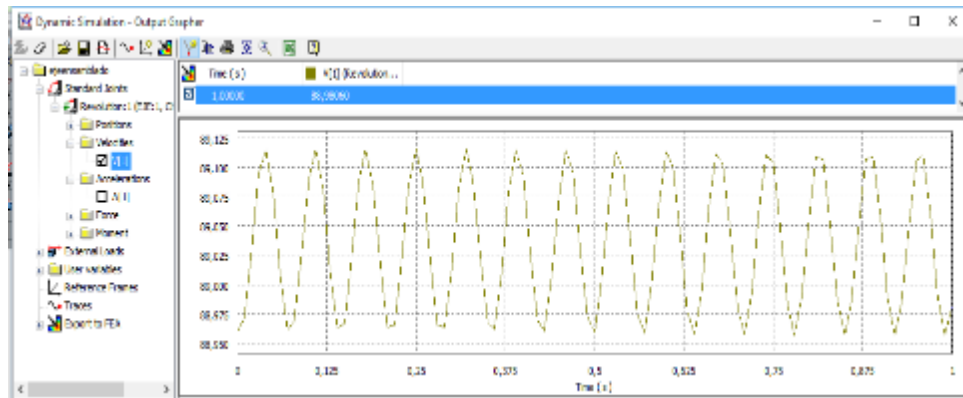


Figura 0.8.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

En la figura 3.9 se visualiza la gráfica de salida, el momento fluctúa en un mínimo de $3.83 \text{ N} - \text{m}$ y un máximo de $4.15 \text{ N} - \text{m}$.

Gráfica de momento vs tiempo

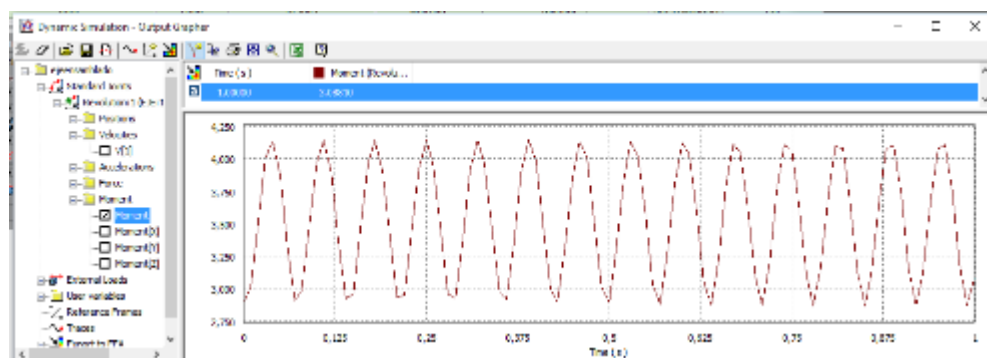


Figura 0.9.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

1.33 Análisis mediante el método de elementos finitos

La simulación dinámica permite exportar los elementos para el respectivo análisis FEA (Análisis de elemento finito) se selecciona desde el generador de gráficas la

opción “Export to FEA” se considera que el mecanismo se encuentra en movimiento, esto permitirá realizar un análisis de esfuerzos en movimiento en un instante de tiempo.

Esfuerzo de Von Mises

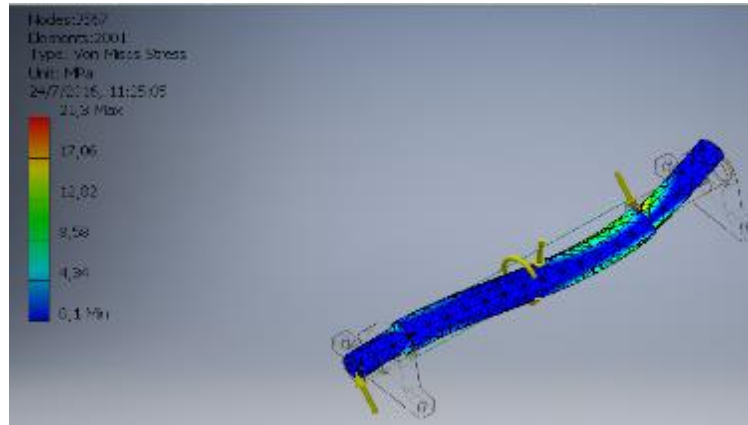


Figura 0.10.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

En la figura 3.10 se visualiza la gráfica del esfuerzo de Von Mises con un máximo de 21.3 MPa y un mínimo de 0.1 MPa los puntos críticos a considerar en el lado derecho del eje se observa un ligero aumento de esfuerzo que se lo considera como despreciable.

Factor de seguridad dinámico

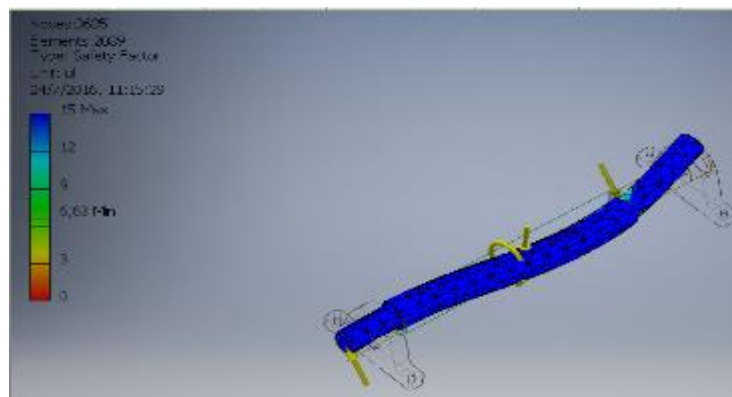


Figura 0.11.
Elaborado por: Llumipanta Paúl

En la figura 3.11 se obtiene el análisis del factor de seguridad con un mínimo de 6.63 y máximo de 15, valor que se acerca al factor de seguridad dinámico calculado. Un factor de seguridad equivalente o menor que 1 indicaría que el material se encuentra en constante deformación.

1.34 Conclusiones del capítulo

- ✓ Se obtuvo un factor de seguridad dinámico mínimo de 6.63 este valor es inferior comparado con el factor de seguridad estático correspondiente a 10.71, esto se debe a que la máquina se encuentra en movimiento y el aumento de falla de los elementos puede variar considerablemente en efecto el factor de seguridad dinámico bajaría.
- ✓ El cálculo del factor de seguridad dinámico teórico es de 6.23 y el valor del factor de seguridad dinámico simulado es de 6.63 la comparación de resultados se tiene una falla del 6.1 %.

Capítulo 4

Costos y análisis de factibilidad para la construcción de la trilladora de quinua

El objetivo de este capítulo es detallar los diferentes rubros de cada actividad relacionada con la construcción de la trilladora de quinua.

Se detallan los diferentes rubros, los cuales tienen relación directa con el costo total del equipo mencionado. Los mismos que se especifican a continuación:

1.35 Costos Directos

Los costos directos son todos aquellos rubros que intervienen directamente con la fabricación de la trilladora, materia prima, elementos estandarizados y mano de obra.

1.35.1 Materiales

En la tabla 4.1 se visualiza los costos de materiales incluyen costos de elementos normalizados para la fabricación de la trilladora de quinua.

Tabla 0.1.
Materiales

Ítem	Lista de materiales	Cantidad	Costo unit USD	Costo total USD
1	Tubo estructural ASTM A – 36	2	14,6	29,2
2	Angulo (l 40x3) ASTM A -36	1	16	16
3	Placa de acero AISI A 36 (1X0.5X.006 m)	1	43	43

Continuación tabla 4.1

5	Eje de transmisión AISI 1018 2"	1	22	22
6	Polea ø 0.15	1	22,15	22,15
8	Polea ø 0.10	1	18	18
9	Banda trapezoidal 14 MGT - 1890	2	11	22
10	Banda trapezoidal 10 MGT - 1312	1	9,6	9,6
11	Rodamientos 71807 ACD/p8 SKF	2	28	56
12	Chaveta 14x9 DIN 6886	2	4,25	8,5
13	Chaveta 8x7 DIN 6887	2	2,95	5,9
14	Rodamiento ecéntrico CN ZHE	1	37	37
15	Chapa perforada e/c 4 mm	1	69	69
16	Pernos 5/16 x 1/2 DIN 601	12	0,39	4,68
17	Motor a gasolina 9hp	1	350	350
	Total (SIN IVA)			918,23

Nota: Llumipanta Paul

1.35.2 Costo de mano de obra.

Tabla 0.2.

Costo mano de obra

Cargo	Comentario/detalle de la actividad	Salario mínimo sector laboral 2016 (mes) USD
Técnico del sector metal mecánico	Conocimientos de máquinas herramientas, procesos de soldadura, lectura de planos	800
Auxiliar técnico	Conocimientos básicos mecánica industrial	450
	Total (SIN IVA)	1250

Nota: Llumipanta Paul

La tabla 4.2 indica los costos referentes a mano de obra para la fabricación de la trilladora de quinua, se considera el trabajo de dos personas

1.35.3 Material indirecto

En la tabla 4.3 se observa los costos por consumibles y equipo de protección personal.

Tabla 0.3.
Material indirecto

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo unit USD	Costo total USD
1	Disco de corte metal 7 · 1/6	1	2,5	2,5
2	Disco desbaste 7 · 1/4	1	3,1	3,1
3	Tiñer (litros)	4	1,65	6,6
4	Guaípe	6	0,5	3
5	Electrodos	1	20	20
6	Guantes	3	5,2	15,6
7	Gafas protectoras	3	4,5	13,5
8	Tapones de oídos	3	2,5	7,5
	Suma total sin el IVA			71,8

Nota: Llumipanta Paul

1.36 Costos de diseño y gastos varios

Se incluyen costos de diseño a los rubros referentes a ingeniería, diseño mediante programas de diseño mecánico y simulación, además de gastos varios los cuales son referentes a transporte, impresión de planos, internet.

1.37 Análisis de Costos

El análisis de costos permite hacer una comparación de los costos totales que se invierten en la fabricación de la trilladora en relación con una trilladora importada

1.37.1 Costo total

El costo total es el resultado de la acumulación de los costos directos e indirectos como se puede visualizar en la tabla 4.4.

Tabla 0.4.
Costo total

Ítem	Tipo de costo	Descripción	Costo total USD
1	Costo directo	Materia prima	
		Equipo y elementos	918,23
		Mano de obra	1250
2	Costo indirecto	Material indirecto	71,8
		Diseño, gastos varios	1450
	Total (sin IVA)		3690,03

Nota: Llumipanta Paul

1.37.2 Costo comparativo

En la tabla 4.5 se realiza una comparación de costos de la trilladora de fabricación nacional con el costo de una trilladora importada.

Tabla 0.5 .
Costos comparativos

Detalle	Costo USD
Trilladora de fabricación nacional (estudio)	3690,03
Trilladora fabricación brasileña FA 500 2013 Fischer agro	8000
Diferencia	4309,97

Nota: Llumipanta Paul

1.37.3 Costos anuales de operación y mantenimiento

Los costos anuales de operación y mantenimiento se observan en la tabla 4.6 incluye gastos por mantenimiento por cada periodo de trabajo, costo operacional.

Tabla 0.6 .
Costos de operación y mantenimiento

Detalle	Cantidad	Costo unitario USD	Total USD
Costo operacional	1	800	800
Mantenimiento y combustible	1	300	300
Total (sin IVA)			1100

Nota: Llumipanta Paul

1.38 Cálculo de la tasa mínima atractiva de retorno (TMAR)

La tasa mínima atractiva de retorno es la rentabilidad mínima que se desea obtener por la fabricación de la trilladora de quinua la que se determina por la ecuación 4.1.

$$TMAR = i' + f + t \quad (\text{Ecu 4.1})$$

Donde:

TMAR: Tasa mínima atractiva de retorno

i': Riesgo país

f: Tasa de inflación

t: Tasa activa referencial

De acuerdo a datos tomados del Banco Central del Ecuador en un promedio del primer semestre se tiene un riesgo país del 7.35 %, la tasa de inflación bordea 3.09 % y la tasa activa referencial bordea el 8.8 %. (Ecuador, 2016).

$$TMAR = 7.35 \% + 3.09 \% + 8.8 \%$$

$$TMAR = 19.24 \%$$

1.39 Cálculo del VAN y TIR.

La tabla 4. 7 presenta el flujo por producción de la trilladora de quinua se estima que por cada período el incremento por ventas de producción será del 3 %. Los impuestos tendrán un porcentaje del 20 %, cada periodo se considera como un año.

Tabla 0.7 :
Análisis de producción (trilladora fabricada)

	Análisis de producción (trilladora fabricada)					
	per 0	per 1	per 2	per 3	per 4	per 5
Ventas por producción		2450	2523,5	2599,21	2677,18	2757,49
Costo por mantenimiento		300	300	300	300	300
Costo por operación		800	800	800	800	800
Impuestos		490	504,7	519,84	535,43	551,49
Utilidad neta por ventas		860	918,8	979,36	1041,74	1105,99
Inversión inicial	-3400					
Flujo neto de inversión	-3400	860	918,8	979,36	1041,74	1105,92

1.39.1 Cálculo del valor actual neto (VAN)

El valor actual neto de una inversión es el valor actualizado de todos los rendimientos esperados. (Brun & Elvira, 2008).

La determinación del VAN permitirá conocer si la fabricación de la trilladora es viable. Para obtener el valor se aplica la ecuación 4.2.

$$VAN = -Inversion\ inicial + \sum_{n=1}^T \frac{FN}{(1+r)^n} \quad (\text{Ecu. 4.2})$$

Donde:

FN: Flujo neto de cada período

r: Tasa de descuento

n: Número de período

Si el $VAN > 0$ el proyecto es viable

Si el $VAN = 0$ el proyecto no causa ningún beneficio

Si el $VAN < 0$ el proyecto no es viable

De acuerdo a los datos obtenidos en la tabla 4.8 se determina el valor del VAN con la ecuación 4.2.

$$VAN = -3400 + \frac{860}{1 + 0.16^1} + \frac{918.8}{1 + 0.16^2} + \frac{979.36}{1 + 0.16^3} + \frac{1041.74}{1 + 0.16^4} + \frac{1105.92}{1 + 0.16^5}$$

$$VAN = 463.58\ USD$$

La proyección genera una ganancia por tal motivo se concluye que el proyecto es viable.

1.39.2 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

De acuerdo a (Zeledón, 2012) aduce que, el TIR es la tasa pagada sobre el saldo no pagado del dinero obtenido en préstamo, o la tasa ganada sobre el saldo no recuperado de una inversión, de forma que el pago o entrada final igualada el saldo exactamente a cero con el interés considerado.

Una inversión es rentable si el TIR obtenido es superior al tipo de interés requerido, este permite determinar la tasa de interés por medio del cual se recupera la inversión. Con la ecuación 4.2 se determinará el valor del TIR.

$$VAN = -Inversion\ inicial + \sum_{n=1}^T \frac{FN}{(1+TIR)^n}$$

Donde:

TIR: Tasa interna de retorno

$$0 = -3400 + \frac{860}{(1+TIR)^1} + \frac{918.8}{(1+TIR)^2} + \frac{979.36}{(1+TIR)^3} + \frac{1041.74}{(1+TIR)^4} + \frac{1105.92}{(1+TIR)^5}$$

$$TIR = 30.6 \%$$

Si el $TIR > 0 \%$ el proyecto es aconsejable

Si el $TIR = 0 \%$ el proyecto es indiferente

Si el $TIR < 0 \%$ el proyecto no es aconsejable

Por tal motivo se concluye que el proyecto es aconsejable.

1.40 Cálculo del periodo recuperación de la inversión (PRI)

Se realiza el cálculo del periodo de recuperación de la inversión en relación a la fabricación de la trilladora propuesta comparada con una trilladora importada.

1.40.1 Cálculo del PRI de la trilladora propuesta

Para el cálculo del PRI se determina la suma de los periodos en el cual se obtiene el tiempo en que se recuperará la inversión.

Donde la suma de los periodos debe ser igual al valor de la inversión inicial.

De la tabla 4:7 se suma los valores del flujo neto en efectivo a partir del periodo 1 hasta el periodo 4 se obtiene un valor 3799.9 USD este valor supera a la inversión inicial.

Por tal motivo se concluye que a partir del periodo 4 se recupera la inversión inicial en la fabricación de la trilladora diseñada.

1.40.2 Cálculo del PRI de la trilladora importada

Para la adquisición de una trilladora importada se realiza una inversión inicial de 8000 USD de acuerdo al flujo de la tabla 4.8 con el mismo flujo de producción que se utilizó para la trilladora de fabricación nacional se observa que hasta el período 5 se tendrá una recuperación de 4905 USD valor que no cubre la inversión inicial lo que se puede determinar que para recuperar la inversión se requiere de mayor tiempo de trabajo.

Tabla 0.8:
Análisis de producción trilladora importada

	Análisis de producción (trilladora importada)					
	per 0	per 1	per 2	per 3	per 4	per 5
Ventas por producción		2450	2523,5	2599,21	2677,18	2757,49
Costo por mantenimiento		300	300	300	300	300
Costo por operación		800	800	800	800	800
Impuestos		490	504,7	519,84	535,43	551,49
Utilidad neta por ventas		860	918,8	979,36	1041,74	1105,99
Inversión inicial	-8000					
Flujo neto de inversión	-8000	860	918,8	979,36	1041,74	1105,92

1.41 Conclusiones del capítulo

- ✓ Se concluye que el proyecto de fabricación de la trilladora de quinua es viable de acuerdo al análisis realizado se determina que es recomendable realizar la inversión el tiempo de recuperación se estima para un quinto período en comparación con la adquisición de una trilladora importada que requiere hasta un octavo período.
- ✓ El cálculo de valor actual neto genero un valor de 463.58 USD y de la tasa interna de retorno un porcentaje de 30.6 % por tal motivo se concluye que el proyecto es viable

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- ✓ De las alternativas de diseño propuestas se elige la opción A, el análisis de los parámetros corresponden a una valoración de 44 puntos, por lo que resulta conveniente su fabricación por facilidades de mantenimiento, costo, funcionalidad y movilidad.
- ✓ La trilladora de quinua ha sido diseñada con un factor de seguridad teórico promedio de 9.95 valor que se considera permisible para evitar falla alguna en los elementos diseñados.
- ✓ Para el cálculo de esfuerzos se realizó mediante el método de Von Mises, útil para elementos a flexión, axiales, esfuerzos fluctuantes, cortantes que permitió realizar un análisis para elementos a fatiga. Los esfuerzos simulados de Von Mises para el eje es de 23.34 MPa y para el eje simulado dinámicamente es de 21.3 MPa.
- ✓ El análisis mediante el método de elementos finitos del eje de transmisión permite determinar con mayor exactitud los puntos de mayor concentración de esfuerzos, el cálculo teórico del factor de seguridad es de 6.25 y el cálculo simulado es de 6.63 con una diferencia de 6.1 %, de estos valores se considera el más importante el factor de seguridad simulado.

- ✓ Se concluye que el eje tiene una larga durabilidad de acuerdo a los cálculos realizados el número de ciclos es de $7.94 \cdot 10^{18}$ por lo tanto se determina que el eje trabaja a una baja fluctuación.

- ✓ El diseño de la trilladora de quinua cumple con un estudio de factibilidad lo cual se determina que es recomendable realizar la fabricación de la trilladora con un VAN de 463.58 USD y el TIR de 30.6 % valores que garantizan que el proyecto es recomendable.

Recomendaciones

- ✓ Se recomienda el uso del programa de Autodesk Inventor para fines de simulación esto permitirá obtener un diseño más real además de analizar el comportamiento del prototipo de manera digital.
- ✓ La implementación de la trilladora de quinua es viable ya que el costo beneficio es aceptable, la producción de la trilladora a gran escala permitirá proveer al productor de quinua una herramienta útil y asequible.
- ✓ Es recomendable durante la simulación el ingreso correcto de los parámetros y datos los mismos que dependerán la exactitud durante la simulación.
- ✓ Al tecnificar los procesos de producción de quinua permite al agricultor mejorar la producción, presentar un producto de calidad por lo cual es recomendable el uso de maquinaria para la mejora de procesos agroindustriales.
- ✓ Una manera de mejorar la producción se recomienda el aumento dimensional de la maquina trilladora de quinua lo cual aumentaría la capacidad de trillado.

Referencias

- Alvarado Chavez, A. (2004). *Maquinaria y mecanización agrícola*. Costa Rica: EUNEN.
- Andrade Villa, C. (2011). *Simulación dinámica y análisis de tensión*. Zalapa.
- Bárrales Dominguez, J., Bárrales Brito, E., & Bárrales, E. (2000). *Amaranto: recomendaciones para su producción*. Mexico: Plasa y Valdés, S.A.
- Berdugo Agudelo, J. (Noviembre de 2014). *Antología de la quinua en Boyacá y su papel en su desarrollo rural*. Obtenido de <http://repository.unad.edu.co/bitstream/10596/3392/1/7172122.pdf>
- Bonifaz, L. E. (2010). *Tesis "Determinación de la Actividad Insecticida de la Saponina de quinua (Chenopodium quinoa) Hidrolizada y no Hidrolizada sobre Drosophila melanogaster"*. Riobamba.
- Brun, X., & Elvira, O. (2008). *Matemática financiera y estadística básica*. Barcelona, España: Bresca.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena Edicion ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Caballero Grande, R., & Barreiro León, J. (Diciembre de 2004). Experiencia y soluciones a la poscosecha en el marco de una agricultura sostenible. *LEISA Revista de agroecología*.
- Ecuador, B. c. (Julio de 2016). *Banco central del Ecuador*. Obtenido de <https://www.bce.fin.ec/index.php/indicadores-economicos>
- FAO. (2014). *Estado del arte de la quinua en el mundo en 2013*. (D. Baziele, , D. Bertero, & C. Nieto, Edits.) Santiago, Chile.

- Gil Gonzalez, F. (1995). *Energía y mecanización de la agricultura*. Caracas, Venezuela.
- INIA. (2013). Catalogo de variedades comerciales de quinua del Perú. *FAO*.
- Inventor, A. (2014). *Autodesk Inventor 2014 ayuda*. Obtenido de <http://help.autodesk.com>
- Llangari, E. F., & Benalcazar, E. J. (2012). *Diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua*. Riobamba.
- McCormac, J. (2002). *Diseño de estructuras de acero método LRFD* (2 Edicion ed.). Mexico.
- Meyhuay, M. (2013). *QUINUA: Operaciones de Poscosecha*. Obtenido de Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura: <http://www.fao.org/publications/card/es/c/7b9583bf-ee74-5055-9753-24ef9a6575a2/>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Vol. Cuarta edición). Mexico: Pearson Education.
- Murillo Garcia, N. (1987). *Tractores y maquinaria agricola* (Segunda edición ed.). (E. U. Distancia, Ed.) San Jose, Costa Rica.
- Nieto, C. (1992). *La Quinua Cosecha y Pocosecha algunas experiencias en Ecuador*. Quito, Pichincha, Ecuador.
- Nieto, C., & Soria, M. (1990). *Proceso de quinua en Ecuador*. Seminario taller: Investigacion en posproduccion de quinua en Ecuador, INIAP, Quito. Recuperado el Mayo de 2016

- Nieto, C., & Valdivia, R. (2001). *Pos-cosecha, Transformación y Agroindustria*. Quito, Ecuador. Obtenido de <http://www.condesan.org/publicacion/Libro03/cap9.htm>
- Ríos, A. (2006). *Máquinas trilladoras en: tractores e implementos*. La Habana: Instituto de investigaciones de Ingeniería Agrícola. Agrinfor.
- Smith, D., Sims, B., & O' Neil, D. (1994). *Principios y prácticas de prueba y evaluación de máquinas y equipos agrícolas*. Reino Unido: FAO.
- Soto, J. (Abril de 2008). Prototipos: trilladoras de granos (quinua, cañahua, amaranto). *Fundación PROINPA promocion e investiación de productos andinos*, 4.
- Younis, W. (2011). *Un and Running with Autodesk Inventor simulation 2011*. Oxford: ELSEVIER.
- Zeledón, M. N. (2012). *Matemática financiera* . Obtenido de Universidad nacional de ingeniería: <https://mauricionavarrozeledon.files.wordpress.com/2012/11/unidad-no-iii-tmar-vpn-pri-y-tir1.pdf>